

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

**Konstrukční návrh automatické převodové
skříně s variátorem**

Design of Automatic Gearbox with Mechanical Variator

Student:

Lukáš Richter

Vedoucí bakalářské práce:

prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.

Ostrava 2009

Zadání bakalářské práce

Student:

Lukáš Richter

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

2302R010 Konstrukce strojů a zařízení

Specializace:

20 Výrobní stroje a zařízení

Téma:

Konstrukční návrh automatické převodové skříně s variátorem

Design of Automatic Gearbox with Mechanical Variator

Zásady pro vypracování:

- 1) Proved'te rešerši automatických převodových skříní s variátorem pro malé motocykly
- 2) Proved'te konstrukční návrh převodové skříně s variátorem pro výkon 3 kW
- 3) Proved'te základní výpočet variatoru
- 4) Proved'te konstrukční návrh hnací části variatoru
- 5) Detailní výkres hnacího kotouče

Seznam doporučené odborné literatury:

BOLEK,A.,KOCHMAN, J a kol.: *Části strojů*- 2 svazek, SNTL, Praha, 1990

Firemní literatura Fy CAR MOTORS MB

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.**

Datum zadání: 18.11.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

v Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

v Ostravě

.....

Lukáš Richter

č.p. 184, 742 58 Kateřinice

Poděkování

Děkuji vedoucímu bakalářské práce prof. Ing. Horstu Gondkovi za jeho trpělivost, čas a ochotu poskytnout mi cenné rady a připomínky v celém průběhu vypracování diplomové práce.

Anotace bakalářské práce

RICHTER, L. Konstrukční návrh automatické převodové skříně s variátorem
Ostrava: katedra výrobních strojů a konstruování- 340, Fakulta Strojní,
VŠB- Technická univerzita Ostrava, 2010. Bakalářská práce,
vedoucí prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.

Cílem bakalářské práce je konstrukční návrh převodové skříně s variátorem pro pohon o výkonu 3kW. Podle vstupních parametrů je proveden základní výpočet variátoru, pevnostní výpočty ozubených kol a hřídelů, životnost ložisek. Na konec byla vypracována výkresová dokumentace.

Annotation of thesis

Richter, L. Design an automatic gearbox with mechanical variator
Ostrava: Department of Production Machines and Design-340,
Faculty of Mechanical Engineering,
VSB-Technical University of Ostrava, 2010. Bachelor's thesis,
Head prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.

The aim of this work is the design of gearbox with mechanical variator drive for power 3kW. According to the parameters is performed the basic calculation of the variator, stress analysis of gears and shafts, bearing life. At the end of the drawing was made.

Obsah bakalářské práce

1. Úvod	13
1.1 Princip a konstrukce převodových skříní s variátorem.....	13
2. Rozbor zadání	14
2.1 Cíl bakalářské práce	14
2.2 Koncepce řešení	14
3. Základní výpočet variátoru	17
3.1 Výpočet odstředivé síly válečků variátoru.....	17
3.2 Velikost přítláčné síly	17
3.3 Výpočet délky řemene	19
3.4 Návrh osové vzdálenosti	21
3.5 Určení délky řemene	22
3.6 Výsledné převodové poměry variátoru	23
3.7 Skutečná osová vzdálenost	23
3.8 Stanovení předpětí řemene.....	24
4. Návrh a kontrola ozubených kol.....	26
4.1 Návrh geometrie kol	26
4.2 Návrh geometrie ozubení soukolí č.1	27
4.3 Zjednodušený výpočet ozubených kol.....	28
4.4 Návrh geometrie ozubených kol soukolí č.2	29
5. Návrh a pevnostní výpočet hřídelů.....	32
5.1 Návrh hřídelů	32
5.2 Hřídel č. 1 s pastorkem ozubeného kola	33
5.3 Předloková hřídel ozubených kol (hřídel č. 2).....	36
5.4 Hřídel č. 3, náboj zadního kola	40
6. Kontrola těsných per a rovnobokého drážkování	44

6.1	Kontrola těsného pera na předlohové hřídeli (hřídel č. 2)	44
6.2	Kontrola těsného pera na hřídeli náboje kola (hřídel č. 3).....	45
6.3	Výpočet rovnobokého drážkování na hřídeli zadního variátoru.....	46
7.	Kontrolní výpočet ložisek.....	48
7.1	Kontrola ložisek hřídele zadního variátoru A, B (hřídel č.2)	48
7.2	Kontrola ložisek předlohové hřídele C, D	50
7.3	Kontrola ložisek hřídele náboje zadního kola (hřídel č.4).....	53
8.	Závěr.....	56
9.	Seznam použité literatury	57
9.1	Internetové odkazy.....	57
9.2	Použité programové vybavení	58
10.	Seznam příloh	58

Seznam použitého označení

A	Osová vzdálenost	[mm]
A_{\min}	Minimální osová vzdálenost	[mm]
A_{Sk}	Skutečná osová vzdálenost	[mm]
a_w	Roztečná osová vzdálenost	[mm]
B	Šířka drážky	[mm]
b	společná šířka kol	[mm]
b	šířka pera v kapitole 6.	[mm]
c^*	poměrná hlavová vůle profilu	[-]
d_1	malý průměr hnacího variátoru	[mm]
D_1	velký průměr hnacího variátoru	[mm]
d_2	malý průměr hnaného variátoru	[mm]
$d_{1\min}$	minimální výpočtový průměr předního variátoru	[mm]
$D_{1\min}$	maximální výpočtový průměr předního variátoru	[mm]
$d_{2\min}$	minimální výpočtový průměr zadního variátoru	[mm]
$D_{2\min}$	maximální výpočtový průměr zadního variátoru	[mm]
d_f	průměr patní kružnice	[mm]
d_b	průměr základní kružnice	[mm]
d	hlavová kružnice	[mm]
D_s	střední průměr	[mm]
F	obvodová síla	[N]
F_n	napínací síla	[N]
F_o	síla předpětí řemene	[N]
F_{Od}	odstředivá síla	[N]
F_r	radiální síla v ozubení	[N]
F_p	přítlačná síla	[N]
F_t	tečná síla v ozubení	[N]
F_v	výsledná síla	[N]
f	součinitel vláknového tření	[-]
f	zkosení hran	[mm]
f'	účinná plocha boku drážek	[mm ² .m ⁻¹]
f_k	součinitel tření v klínové drážce	[-]
f_o	součinitel suchého smykového tření	[-]
h	výška pera	[mm]
ha^*	poměrná výška hlavy profilu	[-]

i	převodový poměr	[-]
i_{var}	převodový poměr variátoru	[-]
k	bezpečnost proti prokluzu	[-]
k_A	součinitel vnějších dynamických sil	[-]
k_{As}	součinitel jednorázového přetížení	[-]
$k_{H\beta}$	součinitel vnitřních dynamických sil	[-]
k_s	statická bezpečnost	[-]
l	délka pera	[mm]
L_p	délka řemene	[mm]
L_p'	předběžná geometrická délka řemene	[mm]
L_{10}	trvanlivost ložiska	[miliony otáček]
L_{10h}	trvanlivost ložiska v hodinách	[hodin]
m	hmotnost	[g]
M_k	krouticí moment	[N.m]
m_n	normální modul	[-]
M_o	ohybový moment	[N.m]
n	otáčky	[ot.min ⁻¹]
P	výkon	[kW]
p	tlak	[MPa]
p_D	dovolený tlak	[MPa]
R	radiální síla	[N]
Re	mez kluzu	[MPa]
R_m	mez pevnosti	[MPa]
r_o	poloměr odvalování	[mm]
s_F	bezpečnost v ohybu	[-]
s_H	bezpečnost v dotyku	[-]
T	výška řemene	[mm]
t	velikost drážky v hřídeli	[mm]
t_l	velikost drážky v náboji	[mm]
v	obvodová rychlost	[m.s ⁻¹]
w	šířka řemene	[mm]
w_k	průřezový modul v krutu	[mm ³]
w_o	průřezový modul v ohybu	[mm ³]
w_p	výpočtová šířka řemene	[mm]
x	jednotková korekce	[mm]

Y_A	součinitel střídavého zatížení zubu	[-]
z	počet zubů	[-]
Z_R	výchozí drsnost zubů	[-]
α	úhel opásání	[°]
α^\wedge	úhel opásání v obloukové míře	[rad]
α_n	úhel profilu	[°]
α_o	úhel klínu řemene	[°]
$\alpha_{\sigma o}$	tvarový součinitel vrubu v ohybu	[-]
α_τ	tvarový součinitel vrubu pro krut	[-]
β	úhel sklonu zubů	[°]
γ	doplňkový úhel	[°]
ε	součinitel trvání záběru	[-]
Q^*_f	poměrný rádius paty zubu	[-]
σ_o	ohybové napětí	[MPa]
σ_{red}	redukované napětí	[MPa]
τ_k	napětí v krutu	[MPa]

Indexy

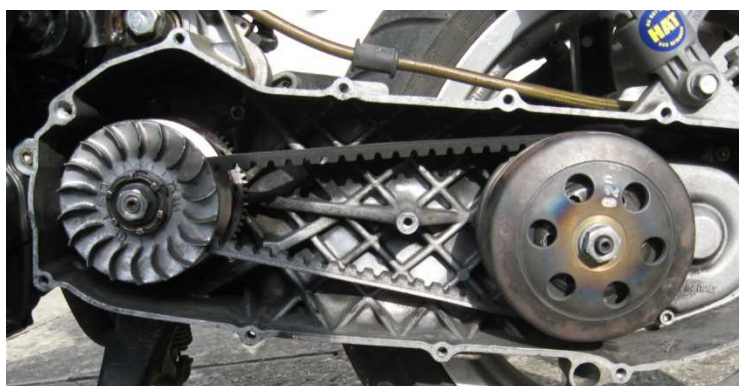
max	maximální
min	minimální
x, y, z	směr osy v kartézském souřadném systému
1,2,3,4	určující pořadí

1. Úvod

Variátor je typ převodovky s plynule proměnným převodovým poměrem, tedy s plynulou změnou převodového poměru mezi vstupní a výstupní hřídelí variátorové převodovky. Na rozdíl od běžných automatických převodovek neexistuje u tohoto typu převodovky žádné odstupňování jednotlivých rychlostních stupňů, ale v celém jízdním intervalu je pouze „jeden“ plynulý měnitelný převod. Pro přenos točivého momentu se používá klínový řemen, nebo řetěz.

1.1 Princip a konstrukce převodových skříní s variátorem

Variátor je konstruován tak, aby plynule měnil převodový poměr. Soustava variátoru je umístěna přímo na klikové hřídeli a propojena se zadním variátorem se soustavou spojky přes řemen. Obě řemenice variátoru se sestávají ze dvou klínových částí, mezi nimiž běží řemen. Při rozjezdu je nutný vysoký převodový poměr. Tedy na předním variátoru běží řemen na nejmenším možném průměru řemenice variátoru, a na největším možném průměru zadního variátoru se spojkou. Při zrychlování by se otáčky motoru měly pohybovat v oblasti největšího možného výkonu motoru. V této situaci variátor plynule mění převodový poměr. Na předním variátoru je řemen vytlačován na větší průměr vlivem odstředivé síly působící na válečky v předním variátoru. Na zadním variátoru se průměr naopak zmenšuje. Tím dochází k plynulé změně převodového poměru. Při maximální rychlosti motocyklu se řemen pohybuje na předním variátoru po maximálním průměru řemenic, a na zadním variátoru se řemen pohybuje na minimálním možném průměru řemenic. V tu chvíli je dosažen nejvyšší možný převodový poměr.



Obr 1.0 Ukázka konstrukčního řešení variátoru

V minulosti se variátory používaly pouze pro malé motocykly. V současné době se variátory běžně používají u motocyklů s obsahem 500 ccm a více. Tyto motocykly

však motocykloví nadšenci nevyhledávají, protože s použitím převodovky s variátorem ztrácí jízda na motocyklu kouzlo.

2. Rozbor zadání

V této bakalářské práci se zabývám konstrukčním návrhem převodové skříně s variátorem pro výkon 3 kW. Pro daný výkon sem navrhl motor použitý u skútru Peugeot Vivacity, který zadaného výkonu dosahuje. Zdroj informací z internetového odkazu [10]. Motor je značky Minarelli a má tyto výkonové charakteristiky:

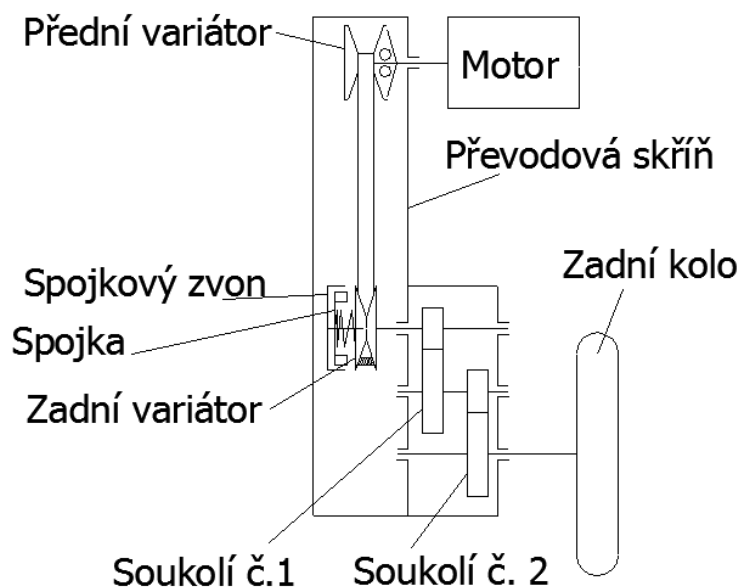
- maximální kroutící moment $M_k=4,9$ [Nm] při 5000 [ot.min⁻¹]
- maximální výkon $P=3,0$ [kW] při 7000 [ot.min⁻¹]

2.1 Cíl bakalářské práce

- návrh a kontrola ozubených kol
- návrh a kontrola hřídelů
- návrh a kontrola ložisek
- konstrukční řešení převodové skříně s variátorem
- základní výpočet variátoru
- výkresová dokumentace

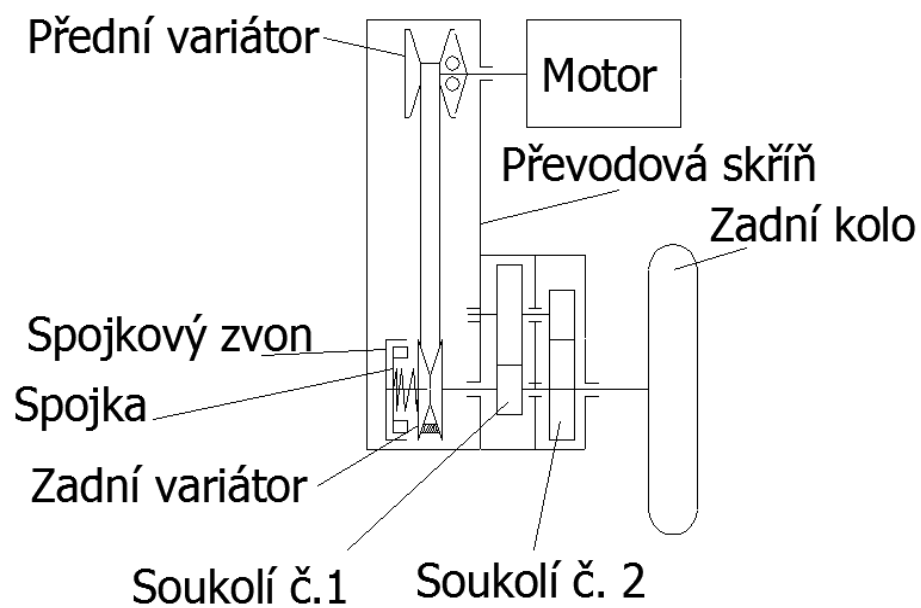
2.2 Koncepce řešení

Při vytváření koncepce řešení jsem vycházel z předpokladu dostatečného převodování pohonu. Při nedostatečném zpřevodování pohonu, by kroutící moment na zadním kole nebyl dostatečně velký a motocykl by se vůbec nerozjel. V první úvaze jsem řadil ozubené kola v převodovce za sebou, jak je schematicky znázorněno na obr. 2.0

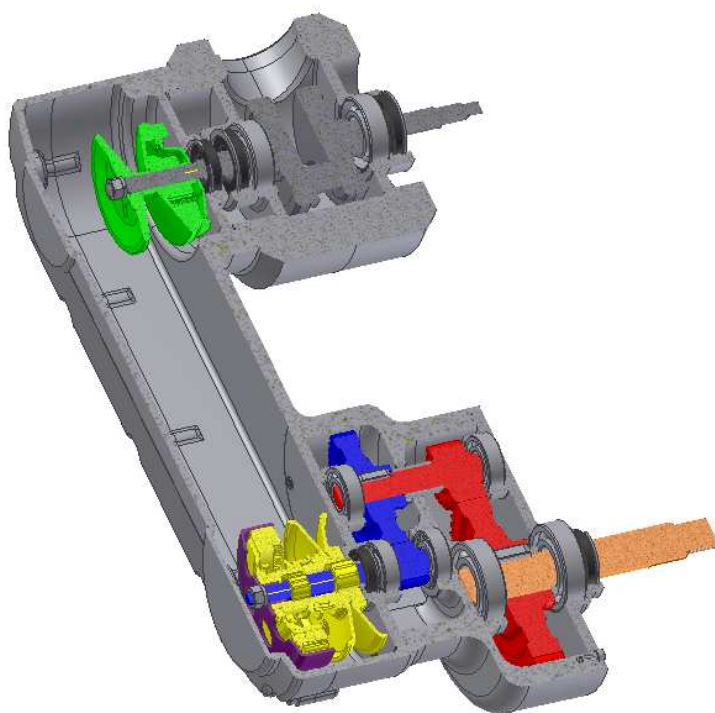


Obr. 2.0 Schéma první úvahy řešení

V tomto řešení sem se nepotýkal s problémy omezené osové vzdálenosti ozubených kol a tím omezením prostoru pro dimenzování hřídelů a ložisek. Největší problém tohoto řešení však je velikost převodové skříně a zástavbového prostoru. Převodová skříň by byla příliš dlouhá a tím by došlo ke snížení tuhosti skříně a to by negativně ovlivnilo jízdní vlastnosti motocyklu. Vzhledem k tomuto problému jsem přistoupil k druhé verzi řešení, které je znázorněno na obr 2.1. V tomto řešení jsem se potýkal s problémy omezené osové vzdálenosti ozubených kol a tím omezením prostoru pro dimenzování hřídelů a ložisek. Avšak problém s velikostí převodové skříně zanikl a tuhost skříně je v navrženém případě větší. Proto jsem se rozhodl dále v tomto řešení pokračovat až do konečného modelu a následných konstrukčních úprav, které vznikaly na základě pevnostních a kontrolních výpočtů jednotlivých dílů a uzlů. Základní 3D model tohoto řešení je zobrazen na obr. 2.2.



Obr. 2.1 Schéma druhé úvahy řešení



Obr. 2.2 Základní model mého řešení převodové skříně s variátorem

3. Základní výpočet variátoru

Pro základní výpočet variátoru jsme vycházeli z konstrukčního řešení variátoru viz. příloha č. I

3.1 Výpočet odstředivé síly válečků variátoru

Velikost odstředivé síly závisí na otáčkách motoru, poloměru odvalování, a hlavně na hmotnosti válečků variátoru. Hmotnost válečků je podstatná pro správnou funkci variátoru a i malé rozdíly v hmotnosti (např. 0,5g) se značně projeví na výsledných vlastnostech nastavení variátoru. Jako základní hmotnost válečků volíme 6 [g]. Poloměr odvalování volíme podle konstrukčního návrhu variátoru, v našem případě 24,5 [mm].

$$F_{Od} = m \cdot r_{Od} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \right)^2 \quad (3.1)$$

Kde:

m- hmotnost válečků [g]

r_t- poloměr otáčení [mm]

n- otáčky motoru [ot.min⁻¹]

Velikost odstředivé síly při maximálních otáčkách motoru a poloměru odvalování

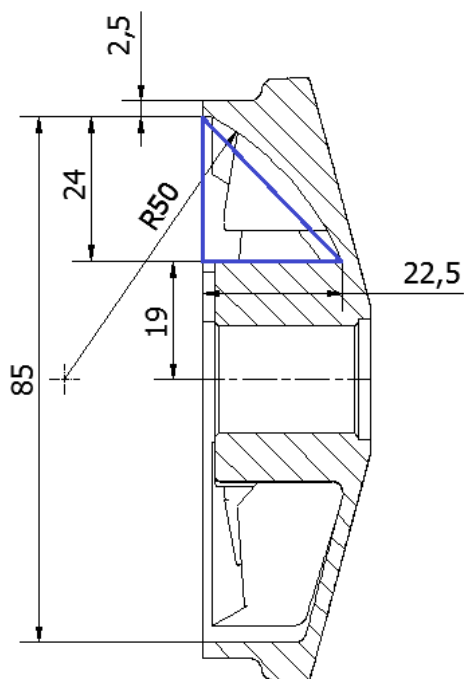
$$r_{Od} = 24,5mm$$

$$F_{Od} = 0,006 \cdot 0,0245 \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot 7000}{60} \right)^2 = 79 [N]$$

Po dosazení různých poloměrů otáčení válečků a velikosti otáček dostaneme křivku charakterizující závislost odstředivé síly na hmotnosti, otáčkách a poloměru otáčení válečků. Graf velikosti odstředivých sil viz. Příloha č. IIV.

3.2 Velikost přítlačné síly

Přítlačná síla je síla jakou válečky působí na variátor a vytlačují řemen na větší průměr otáčení. Pro zjednodušení jsme si odvalovací křivku nahradili přímkou. Vznikl nám trojúhelník, na kterém se síly rozkládají do dvou směrů. Zjednodušení je znázorněno na obr. 3.0 rozložení sil pak na obr. 3.1.



Obr. 3.0 Zjednodušení odvalovací křivky na přímku

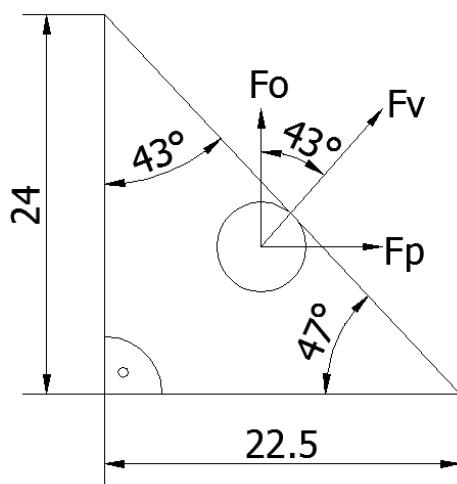
Vztahy pro výpočet přítláčné síly plynou z obr. 3.1

$$F_v = \frac{F_o}{\cos 43^\circ} = \frac{79}{\cos 43} = 108 \text{ [N]} \quad (3.2)$$

$$F_v = \sqrt{F_o^2 + F_p^2} \quad (3.3)$$

$$F_p = \sqrt{F_v^2 - F_o^2} \quad (3.4)$$

$$F_p = \sqrt{108^2 - 79^2} = 73,64 \text{ [N]}$$

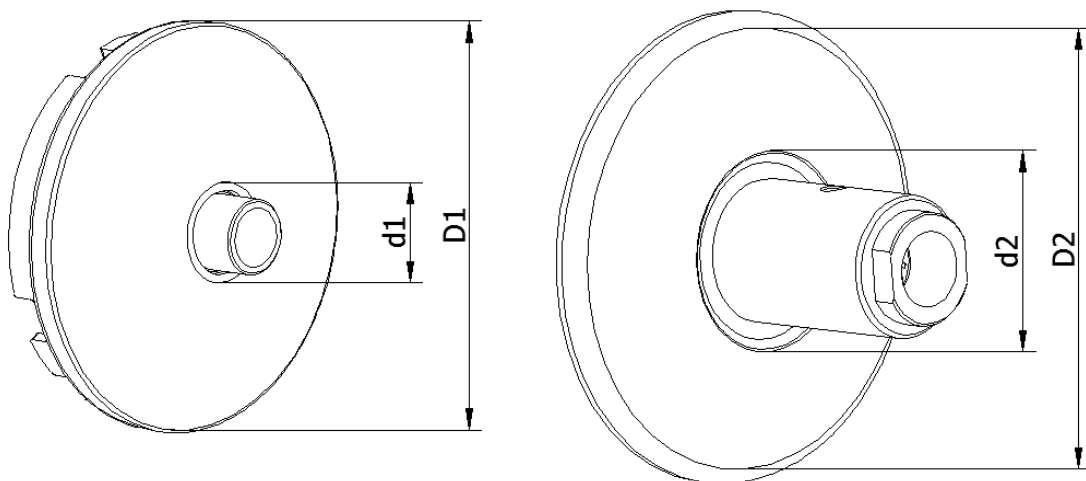


Obr 3.1 Schéma rozložení sil

Vypočetli jsme velikost přitlačné síly $F_p=73,64$ [N] jednoho válečku na variátor, při maximálních otáčkách motoru.

3.3 Výpočet délky řemene

Z konstrukčního návrhu variátoru vyplývají minimální a maximální průměry předního a zadního variátoru, které použijeme pro výpočet délky řemene.



Obr. 3.2 Provozní průměry předního a zadního variátoru

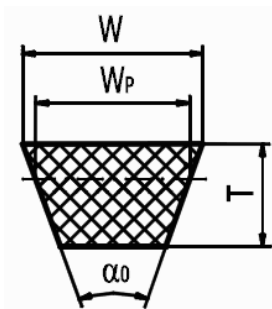
$$d_1=24\text{mm}$$

$$d_2=48\text{mm}$$

$$D_1=90\text{mm}$$

$$D_2=104\text{mm}$$

Výpočtové průměry předního variátoru a zadního variátoru odpovídají neutrální vrstvě vláken průřezu ohnutého řemene a výpočtové šířce řemene W_p . Tyto průměry vypočteme z předpokládané výšky řemene. Běžně používaná výška řemene ve variátorech pro malé motocykly je $T=8$ [mm]. Tuto výšku použijeme. Při návrhu řemene od výrobce s touto výškou musíme počítat.



Obr. 3.3 Schéma s rozměry řemene, W - šířka řemene, W_p - výpočtová šířka řemene v rovině neutrálních vláken, T - výška řemene, α_0 - úhel klínu řemene

Výpočtová šířka řemene se nachází asi ve $2/3$ výšky řemene T , z tohoto předpokladu vypočteme požadované průměry. Maximální výpočtový průměr předního variátoru nepočítáme. Ten budeme muset určit z navržené osové vzdálenosti a délky řemene, později.

Minimální výpočtový průměr předního variátoru

$$d_{1min} = d_1 + \left(2 \cdot \frac{2}{3} \cdot T\right) = d_{1min} = 24 + \left(2 \cdot \frac{2}{3} \cdot 8\right) = 34,67 [mm] \quad (3.1)$$

Maximální výpočtový průměr předního variátoru

$$D_{1max} = D_1 - \left(2 \cdot \frac{1}{3} \cdot T\right) \quad (3.2)$$

Minimální výpočtový průměr zadního variátoru

$$d_{2min} = d_2 + \left(2 \cdot \frac{2}{3} \cdot T\right) \quad (3.3)$$

$$d_{2min} = 48 + \left(2 \cdot \frac{2}{3} \cdot 8\right) = 58,67 [mm]$$

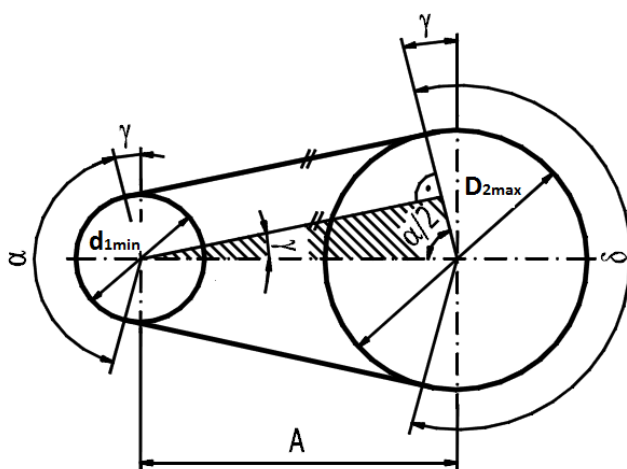
Maximální výpočtový průměr zadního variátoru

$$D_{2max} = D_2 - \left(2 \cdot \frac{1}{3} \cdot T\right) \quad (3.4)$$

$$D_{2max} = 104 - \left(2 \cdot \frac{1}{3} \cdot 8\right) = 98,67 [mm]$$

3.4 Návrh osové vzdálenosti

Pro určené výpočtové průměry řemenic d_{1min} a D_{2max} je nejmenší osová vzdálenost dána nejmenší velikostí úhlu opásání variátoru α [°]. U řemenových převodů s klínovým řemenem postačuje pro bezpečný přenos výkonu poměrně malý úhel opásání řemenice a to obvykle $\alpha \geq 90$ [°]. Je jasné, že u variátorů musí být tento úhel daleko větší. Při návrhu osové vzdálenosti s tímto faktem musíme počítat. Z obr. 3.4 plyne vztah pro úhel opásání.



Obr. 3.4 Schéma pro určení úhlu opásání

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{D_{2max} - d_{1min}}{2 \cdot A} \quad (3.5)$$

Dosažením nejmenšího úhlu opásání pro řemenový převod $\alpha = 90$ [°] vypočteme minimální osovou vzdálenost A_{min}

$$\begin{aligned} \cos \frac{90}{2} &= \frac{D_{2max} - d_{1min}}{2 \cdot A} \\ \frac{\sqrt{2}}{2} &= \frac{D_{2max} - d_{1min}}{2 \cdot A} \\ A_{min} &= \frac{(D_{2max} - d_{1min})}{\sqrt{2}} = \frac{(98,67 - 34,67)}{\sqrt{2}} = 66,47 \text{ [mm]} \end{aligned} \quad (3.6)$$

Volbu velikosti osové vzdálenosti volíme s ohledem na dostatečnou hodnotu úhlu opásání α [°], a také na velikost zadního kola motocyklu a bloku motoru. Z těchto důvodů volíme osovou vzdálenost daleko větší. Zvolená osová vzdálenost $A = 330$ [mm].

3.5 Určení délky řemene

Uzavřená délka řemene L_p [mm], podle které budeme vybírat řemen u výrobce, určujeme geometrickým výpočtem. Předběžná geometrická délka řemene L_p' [mm] v rovině neutrálních vláken plyne z obr. 3.4. Určíme ji výpočtem podle vztahu z lit. [2]

$$L_p' = 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \pi \cdot d_{1min} \cdot \frac{\alpha}{360} + \pi \cdot D_{2max} \cdot \frac{\delta}{360} \quad (3.7)$$

Z obr.3.4 Plynou závislosti které dosadíme do rovnice (3.7)

$$\alpha = 180 - 2 \cdot \gamma$$

$$\delta = 180 + 2 \cdot \gamma$$

po dosazení

$$L_p' = 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (d_{1min} + D_{2max}) + \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_{2max} - d_{1min})$$

$$L_p' = 2 \cdot 330 \cdot \sin 84,4 + \frac{\pi}{2} \cdot (34,67 + 98,67) + \frac{\pi \cdot 5,4}{180} \cdot (98,67 - 34,67)$$

$$L_p' = 872,3 \text{ [mm]}$$

úhel opásání předního variátoru α [°] a doplňkový úhel vypočteme ze vztahu:

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{D_{2max} - d_{1min}}{2 \cdot A} \quad (3.8)$$

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{98,67 - 34,67}{2 \cdot 330} = 0,097 \Rightarrow \frac{\alpha}{2} = 84,4 \text{ [°]}$$

$$\gamma = 90 - \frac{\alpha}{2} = 90 - 84,4 = 5,6 \text{ [°]} \quad (3.9)$$

Pomocí předběžné délky řemene určíme D_{1max} předního variátoru. Tedy největšího průměru, kterého nám řemen na předním variátoru dosáhne. Určíme ho vyjádřením ze vztahu (3.7)

$$L_p' = 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (d_{2min} + D_{1max}) + \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_{1max} - d_{2min})$$

$$D_{1max} = \frac{L_p' - 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} - \frac{\pi}{2} \cdot d_{2min} + \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot d_{2min}}{\left(\frac{\pi}{2} + \frac{\pi \cdot \gamma}{180}\right)}$$

$$D_{1max} = \frac{863,7 - 2 \cdot 330 \cdot \sin 84,4 - \frac{\pi}{2} \cdot 58,67 + \frac{\pi \cdot 5,1}{180} \cdot 58,67}{\left(\frac{\pi}{2} + \frac{\pi \cdot 5,4}{180}\right)} = 71,9 [mm]$$

ze vztahu (3.2) vyplývá velikost D_1

$$D_1 = D_{1max} + 2 \cdot \frac{1}{3} \cdot T$$

$$D_1 = 71,9 + 2 \cdot \frac{1}{3} \cdot 8 = 77,2$$

Cílem návrhu výpočtových průměrů řemenic je stanovit hodnoty převodových poměrů v krajních polohách řemene.

3.6 Výsledné převodové poměry variátoru

- převodový poměr při rozjezdu, převod do pomala

$$i_{var_{max}} = \frac{D_{2max}}{d_{1min}} = \frac{98,67}{34,67} = 2,85 [-] \quad (3.10)$$

- převodový poměr při maximální rychlosti, převod dorychla

$$i_{var_{min}} = \frac{d_{2min}}{D_{1max}} = \frac{58,67}{71,9} = 0,82 [-] \quad (3.11)$$

3.7 Skutečná osová vzdálenost

Z katalogu řemenů od firmy Malossi, který je uveden na internetových stránkách výrobce [11] vybereme řemen, který nejvíce vyhovuje našim požadavkům. Označení řemene, které bychom použili při objednávce řemene:

Kevlarový řemen 880x8x16 30° product code 619004

Z označení řemene vyplývá:

$L_p=880 [mm]$ $T=8 [mm]$ $W=16 [mm]$ $\alpha_0=30 [^\circ]$

Výpočtová délka se změnila, z toho vyplývá, že se změnila i osová vzdálenost variátorů. Skutečnou osovou vzdálenost určíme ze vztahu:

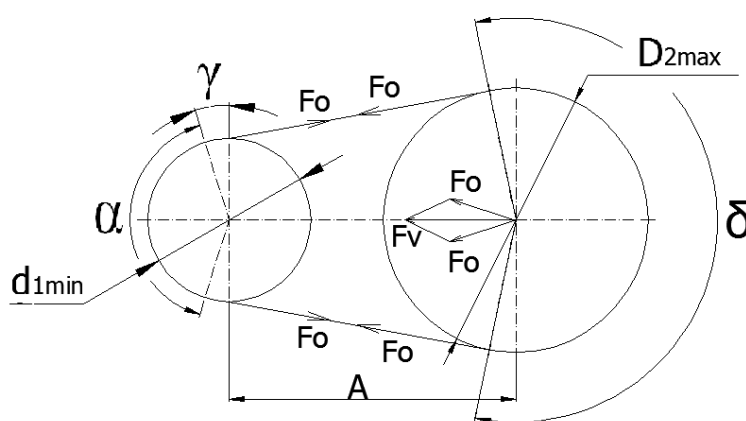
$$A_{SK} = \frac{1,04 \cdot L_p - \frac{\pi}{2} (D_{2max} + d_{1min}) - \frac{\pi \gamma}{180} (D_{2max} + d_{1min})}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (3.12)$$

$$A_{SK} = \frac{1,04 \cdot 880 - \frac{\pi}{2} \cdot (98,67 - 34,67) - \frac{\pi \cdot 5,4}{180} \cdot (98,67 + 34,67)}{2 \cdot \sin 84,4} = 403 [mm]$$

Hodnota 1,04 představuje 4 [%] zvětšení délky řemene v důsledku napnutí řemene. Změna doplňkového úhlu γ je velmi malá, proto ji ve výpočtu zanedbáváme.

3.8 Stanovení předpětí řemene

Předpětí řemene je nezbytné pro správnou funkci variátoru. Je podmínkou pro vznik vláknového tření, které vzniká při běhu variátoru mezi řemenem a variátory. Přenáší obvodovou sílu přenášeného výkonu. Předpětí řemene je vyvozováno za běhu kontrastní pružinou v zadním variátoru. Předpětí, které za klidu působí v obou větvích řemenu, vyvozujeme při montáži napnutím řemene.



Obr. 3.4 Schéma napínacích sil a předpětí řemene

Předpětí řemene vypočteme ze vztahu dle literatury [2]

$$F_o = k \cdot \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f_K \cdot \hat{\alpha}} + 1}{e^{f_K \cdot \hat{\alpha}} - 1} \quad (3.12)$$

Kde:

$k [-]$ bezpečnost proti prokluzu řemene, volíme v rozmezí $k=(1,3 \div 1,6)$, $k=1,5$

$\alpha [rad]$ úhel opásání předního variátoru v obloukové míře

$$\hat{\alpha} = \frac{\alpha \cdot \pi}{180} = \frac{168,8 \cdot \pi}{180} = 2,95 [rad] \quad (3.13)$$

$f_k [-]$ součinitel tření v klínové drážce, vypočteme ze vztahu:

$$f_K = \frac{f}{\sin \frac{\alpha_0}{2}} \quad (3.14)$$

$$f_K = \frac{0,46}{\sin \frac{30}{2}} = 1,78$$

$f [-]$ součinitel vláknového tření v závislosti na obvodové rychlosti

$$f = f_0 + 0,012 \cdot v_1 \quad (3.15)$$

$$f = 0,35 + 0,012 \cdot 9,08 = 0,46$$

Kde:

f_0 - je součinitel suchého smykového tření vyskytující se u nového, nezaběhnutého řemene. Pro pryžový řemen je $f_0=0,35[-]$

v_1 – obvodová rychlost určená vztahem

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_{1min} \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,0347 \cdot 50009}{60} = 9,08 [m \cdot s^{-1}] \quad (3.16)$$

Přenášenou obvodovou sílu $F [N]$ vypočteme z obecného vztahu:

$$F = \frac{2 \cdot M_{K1}}{d_{1min}} \quad (3.17)$$

$$F = \frac{2 \cdot 4,9}{0,03467} = 282,7 [N]$$

Kde: M_{K1} – kroutící moment určen z charakteristiky motoru

Výsledné předpětí řemene tedy je:

$$F_o = 1,5 \cdot \frac{282,7}{2} \cdot \frac{e^{1,78 \cdot 2,95} + 1}{e^{1,78 \cdot 2,95} - 1} = 197,4 [N]$$

Velikost napínací síly volíme asi 2x větší než je potřebné předpětí řemene. Tato napínací síla nám bude zatěžovat hřídel zadního variátoru.

$$F_n \approx F_n \approx 2 \cdot F_o \approx 2 \cdot 197,4 \approx 394,8 \Rightarrow \text{volíme } F_n = 430 [N]$$

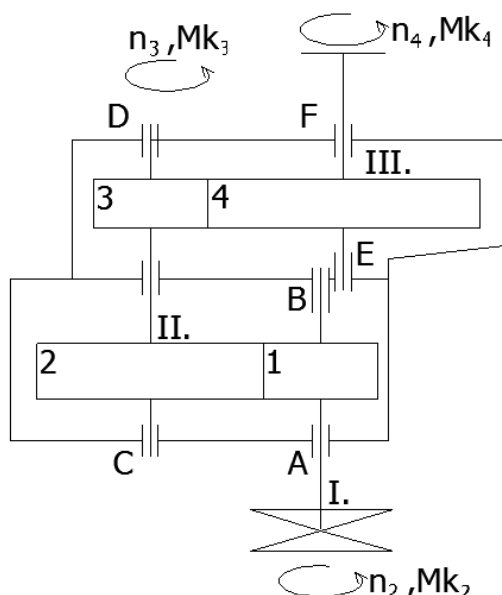
4. Návrh a kontrola ozubených kol

4.1 Návrh geometrie kol

Při výpočtu geometrie ozubení vycházím z:

- předpokládaného převodového poměru $i=10-12$, pro dostatečné převodování, velikost rozsahu převodového poměru určen z internetových stránek [13].
- z konceptu prostorového řešení uvedeného na obr. 4.0

Na obrázku je schematicky znázorněno uspořádání ozubených kol, kterého se během návrhu budu držet.



Obr. 4.0 Schema rozmístění ozubených kol v převodové skříni

Kde:

A, B, C, D, E, F- ložiska

I. Hřídel zadního variátoru

II. Předloková hřídel

III. Hřídel náboje zadního kola

Mk_2, Mk_3, Mk_4 – kroutící momenty zatěžující jednotlivé hřídele

n_2, n_3, n_4 - otáčky jednotlivých hřídelí

1, 2, 3, 4 – čísla jednotlivých ozubených kol

4.2 Návrh geometrie ozubení soukolí č.1

Volba převodového poměru

Musíme zvolit požadovaný převodový poměr prvního soukolí. Pro dostatečné zpřevodování a dosažení požadovaného převodového poměru i_{celk} volím jako hodnotu převodového poměru prvního páru ozubených kol $i_2=3,4$

Volba počtu zubů

Z důvodů dosažení co nejmenších zástavbových rozměrů použijeme minimální počet zubů pro ozubená kola s příkými zuby $z_1=17$

- počet zubů z_2

$$z_2 = i_2 \cdot z_1 = 3,4 \cdot 17 = 57,8 \text{ zubů} \Rightarrow \text{volíme počet zubů } z_2=58 \text{ zubů}$$

- Skutečný převodový poměr tedy je

$$i_{skut_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{58}{17} = 3,41 \quad (4.0)$$

Otáčky a krouticí moment na první hřídeli

Maximální krouticí moment, který bude zatěžovat první hřídel bude při maximálním převodovém poměru variátoru a maximálním kroutícím momentu motoru.

$$Mk_2 = Mk_1 \cdot i_{var_{max}} \quad (4.1)$$

$$Mk_2 = 4,9 \cdot 2,85 = 13,97 [Nm] \Rightarrow \text{volím hodnotu } Mk_2 \text{ poněkud větší}$$

$$Mk_2 = 14,7 [Nm]$$

Otáčky prvního hřídele n_2

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{var_{max}}} = \frac{5000}{2,85} = 1754,4 [ot \cdot min^{-1}] \quad (4.2)$$

Pro výpočet geometrie ozubeného kola používám program Autodesk Inventor profesional 2009 [17] a výstup z tohoto programu je uveden v příloze IV.

Tabulka 4.0 – Geometrické rozměry ozubeného kola č. 1 (pastorku) a ozubeného kola č.2

	Značka	Rozměr	Pastorek	Kolo
Typ ozubení			Vnější	Vnější
Počet zubů	z	[-]	17	58
Normální modul	m_n	[mm]	1,75	1,75
Úhel sklonu zubů	β	[°]	0	0
Společná šířka kol	b	[mm]	18	18
Úhel profilu	α_n	[°]	20	20
Osová vzdálenost pracovní	a_w	[mm]	66	66
osová vzdálenost roztečná	a_w	[mm]	66	66
jednotková korekce	x	[-]	0,1094	0,1094
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	26,781	96,484
Průměr základní kružnice	d_b	[mm]	27,954	95,379
Průměr hlavové kružnice	d_a	[mm]	33,617	105,367
Průměr roztečné kružnice	d	[mm]	29,75	101,5
Součinitel trvání záběru	ε	[-]	1,5226	1,5226
Poměrná výška hlavy profilu	h^*_a	[-]	1	1
Poměrná hlavová vůle profilu	c^*	[-]	0,25	0,25
Poměrný radius paty profilu	ρ^*_f	[-]	0,38	0,38

4.3 Zjednodušený výpočet ozubených kol

Ozubená kola jsou zatěžována kroutícím momentem od zadního variátoru $M_{k2} = 14,7$ [Nm]. Při pevnostním výpočtu zanedbávám ztráty. Pro výpočet používám výpočtový program CSNw [16].

Volím materiál hřídele s pastorkem a druhého ozubeného kola stejný tedy mat. 14 220, jehož parametry jsou uvedeny v tabulce 4.1

Tabulka 4.1 parametry oceli 14 220

Název	Značka	Velikost
Limitní pevnost v tahu	σ_{Flim}	700 [MPa]
Limitní pevnost v dotyku	σ_{Hlim}	1270 [MPa]
Mez kluzu v tahu	R_e	588[MPa]
Mez pevnosti v tahu	R_m	785[MPa]
Modul pružnosti	E	$2,1 \cdot 10^5$ [MPa]
Poissonova konstanta	μ	0,3 [-]

Součinitelé ovlivňující pevnost jsou uvedeny v tabulce 4.2:

Tabulka 4.2 Volba součinitelů

Název	Značka	Oz. kolo č. 1	Oz. kolo č. 2
Součinitel střídavého zatížení zubů	Y_A	1 [-]	1 [-]
Součinitel K_A	K_A	2,25 [-]	2,25 [-]
Součinitel max. jednorázového přetížení	K_{AS}	2 [-]	2 [-]
Součinitel vnitřních dynamických sil	$K_{H\beta}$	1,325 [-]	1,325 [-]
Výpočet výchozí drsnosti zubů	Z_R	1 [-]	1 [-]

Výsledný výstup pevnostní kontroly z programu je uveden v příloze IV.

V tabulce 4.3 jsou uvedeny vypočtené hodnoty bezpečnosti:

Tabulka 4.3 – Bezpečnost dvojice ozubených kol č.1 a č.2

Název	Značka	Ozub. Kolo č.1	Ozub. Kolo č.2
Bezpečnost v ohybu	S_F	5,242 [-]	5,365 [-]
Bezpečnost v doyku	S_H	1,557 [-]	1,557 [-]

4.4 Návrh geometrie ozubených kol soukolí č.2

Musíme zvolit požadovaný převodový poměr druhého soukolí. Pro dostatečné zpřevodování a dosažení požadovaného převodového poměru i_{celk} volím jako hodnotu převodového poměru druhého páru ozubených kol $i_3=3$

Volba počtu zubů

Z důvodů dosažení co nejmenších zástavbových rozměrů použijeme nejnižší možný počet zubů. Z předběžného návrhu bylo zjištěno, že nejmenší možný počet zubů je pro dané zatížení $z_3=21$.

počet zubů z_4 :

$z_4 = i_2 \cdot z_3 = 3 \cdot 21 = 63 \text{ zubů} \Rightarrow$ z důvodů soudělnosti počtu zubů volíme počet zubů $z_4=64$, aby nedocházelo k poměrně častému záběru stejných zubů

Skutečný převodový poměr tedy je

$$i_{\text{skut}_3} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{64}{21} = 3,05$$

Otáčky a krouticí moment na druhé hřídeli

Maximální krouticí moment, který bude zatěžovat druhou hřídel, bude při maximálním převodovém poměru variátoru, a maximálním kroutícím momentu motoru.

$$Mk_3 = Mk_1 \cdot i_{skut_2} \cdot i_{var_{max}}$$

$$Mk_3 = 4,9 \cdot 3,41 \cdot 2,85 = 47,6 [Nm] \Rightarrow \text{pro návrh geometrie ozubených kol volíme}$$

hodnotu kroutícího momentu větší,
Mk₃=50 [Nm]

Otáčky předložkové hřídele n₃

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{skut_2}} = \frac{1754,4}{3,41} = 514,5 [ot \cdot min^{-1}]$$

Pro výpočet geometrie ozubeného kola používám program Geometrie verze 3.0[15], a výstup z tohoto programu je uveden v příloze V.

Tabulka 4.4 – Geometrické rozměry ozubeného kola č. 3 a ozubeného kola č. 4

	Značka	Rozměr	Pastorek	Kolo
Typ ozubení			Vnější	Vnější
Počet zubů	z	[-]	21	64
Normální modul	m _n	[mm]	2,25	2,25
Úhel sklonu zubů	β	[°]	0	0
Společná šířka kol	b	[mm]	22,5	22,5
Úhel profilu	α _n	[°]	20	20
Osová vzdálenost pracovní	a _w	[mm]	96	96
osová vzdálenost roztečná	a _w	[mm]	96	96
jednotková korekce	x	[-]	0,0846	0,0845
Průměr patní kružnice	d _f	[mm]	42,006	138,755
Průměr základní kružnice	d _b	[mm]	44,4	135,316
Průměr hlavové kružnice	d _a	[mm]	34,641	148,869
Průměr roztečné kružnice	d	[mm]	47,25	144
Součinitel trvání záběru	ε	[-]	1,6399	1,6399
Poměrná výška hlavy profilu	h* _a	[-]	1	1
Poměrná hlavová vůle profilu	c*	[-]	0,25	0,25
Poměrný rádius paty profilu	ρ* _f	[-]	0,38	0,38

Zjednodušený výpočet ozubených kol

Ozubená kola jsou zatěžována kroutícím momentem Mk_3 přenášeným prvním soukolím od zadního variátoru. $Mk_3 = 50 [Nm]$

Při pevnostním výpočtu zanedbávám ztráty. Pro výpočet používám výpočtový program CSNw [16]. Volím materiál předlohoové hřídele s ozubeným kolem č. 3 a ozubeného kola č. 4 stejný, tedy mat. 14 220, jehož parametry jsou uvedeny v tabulce 4.1. Součinitelé ovlivňující pevnost jsou uvedeny v tabulce 4.5

Tabulka 4.5 Volba součinitelů

Název	Značka	Oz. kolo č. 3	Oz. kolo č.4
Součinitel střídavého zatížení zubů	Y_A	1 [-]	1 [-]
Součinitel K_A	K_A	2,25 [-]	2,25 [-]
Součinitel max. jednorázového přetížení	K_{AS}	2 [-]	2 [-]
Součinitel vnitřních dynamických sil	$K_{H\beta}$	1,111 [-]	1,111 [-]
Výpočet výchozí drsnosti zubů	Z_R	1 [-]	1 [-]

Výsledný výstup pevnostní kontroly z programu je uveden v příloze V.

V tabulce 4.6 jsou uvedeny vypočtené hodnoty bezpečnosti

Tabulka 4.6 Bezpečnost dvojice ozubených kol č.3 a č.4

Název	Značka	Ozub. Kolo č.3	Ozub. Kolo č.4
Bezpečnost v ohybu	S_F	4,941 [-]	4,904 [-]
Bezpečnost v doyku	S_H	1,621 [-]	1,621 [-]

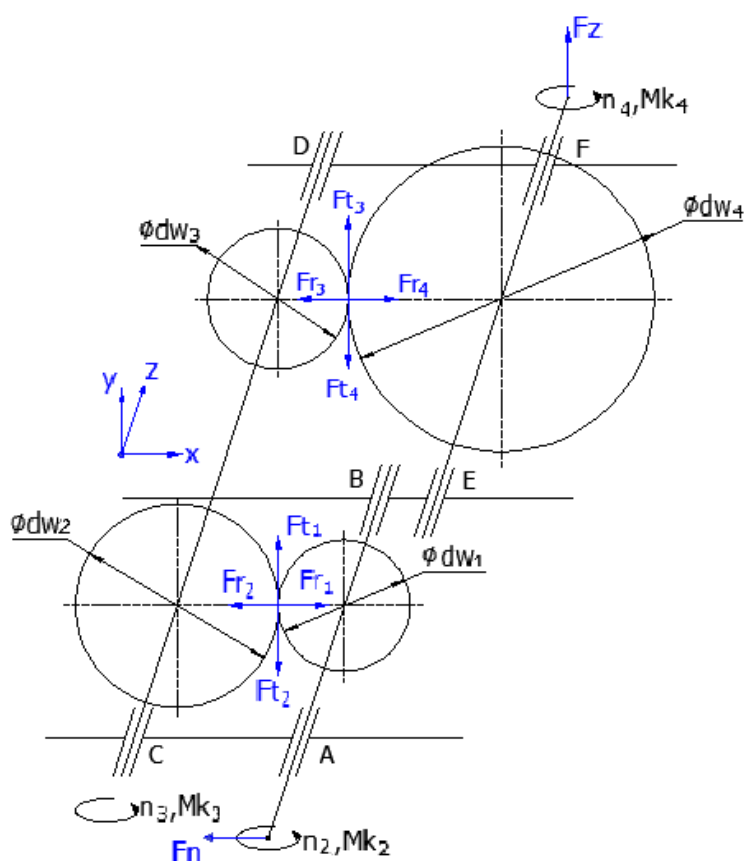
5. Návrh a pevnostní výpočet hřídelů

5.1 Návrh hřídelů

Velikost a tvar hřídelů jsem navrhl s ohledem na prostorové řešení skříně variátoru a také s ohledem na komponenty převodu, které jsou na hřídelích umístěny. Hřídele jsou namáhány silami od ozubení, silou od napnutí řemene variátoru, zatěžující silou (váha jezdce) a přenášeným kroutícím momentem. Pro výpočet využívám programového vybavení [17] a kontroluji statickou bezpečnost.

Vytvoření výpočtového modelu hřídelí

Vhodně zvoleným pravoúhlým souřadným systémem vytvoříme dva rovinné případy (Y-Z, X-Z). Z nich poté vypočteme reakce v ložiscích a redukované napětí hřídelů.



Obr. 5.0 Výpočtový model převodovky

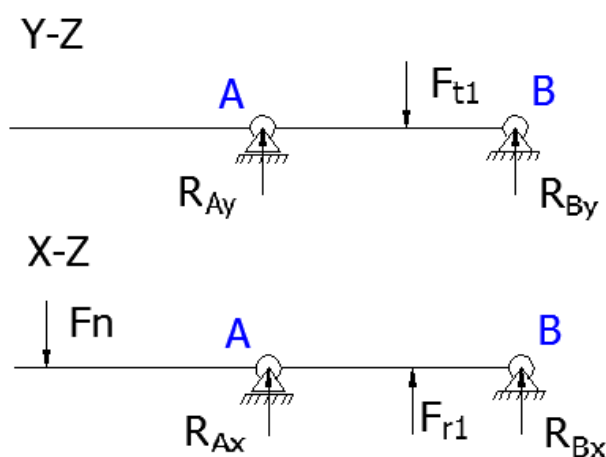
5.2 Hřídel č. 1 s pastorkem ozubeného kola

Kontrolní výpočet hřídele

Hřídel zadního variátoru je namáhána krouticím momentem od motoru, ohybem za rotace. Ohyb je způsoben silami v ozubení a napínací silou řemene, které jsou zobrazeny na obrázku 5.1. Výpočet reakcí v podporách a průběh ohybového momentu provádím v programu Autodesk Inventor Profesionál 2010 [17].

Materiál hřídele je shodný s materiálem ozubených kol. Materiál ocel 14 220. Vlastnosti materiálu jsou uvedeny v tabulce 4.1

Určení zatěžujících sil hřídele



Obr.5.1 Zatěžující síly hřídele č. 1 v rovině Y-Z, X-Z

F_n - síla od napnutí řemene, $F_n=430\text{N}$

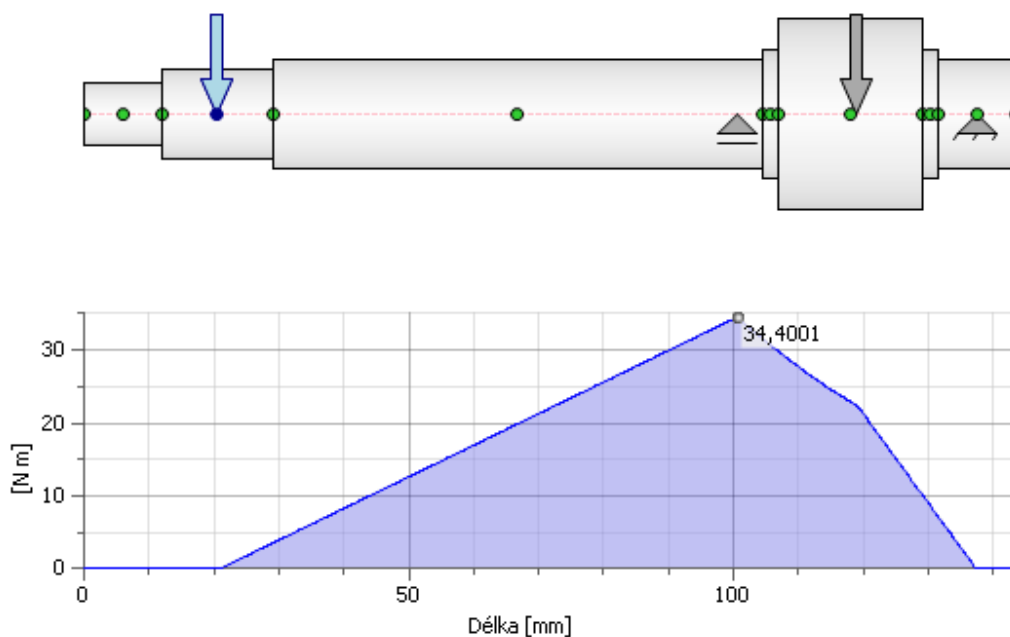
F_{t1} - tečná síla v ozubení, velikost síly vypočteme podle vztahu

$$F_{t1} = \frac{Mk_2}{\frac{dw_1}{2}} = \frac{2 \cdot Mk_2}{dw_1} = \frac{2 \cdot 14700}{29,75} = 988 \text{ [N]} \quad (5.0)$$

F_{r1} - radiální síla v ozubení, velikost síly vypočteme ze vztahu

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 988 \cdot \frac{\tan 20}{\cos 0} = 359,6 \text{ [N]} \quad (5.1)$$

Průběh ohybového momentu- je zobrazen na obrázku 5.2



Obr. 5.2 Průběh ohybového momentu na hřídeli zadního variátoru (hřídel č. 1)

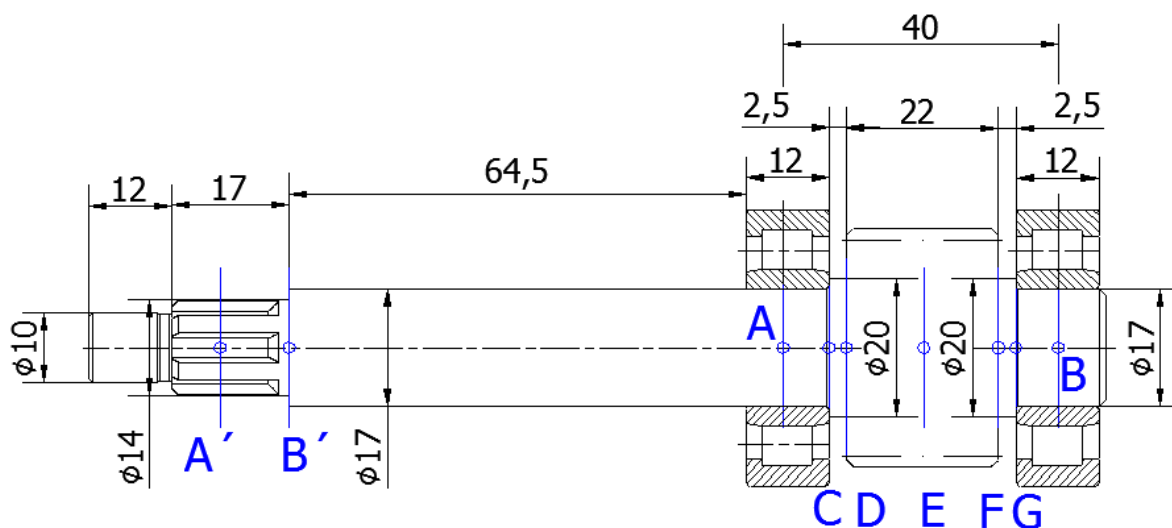
Velikost reakcí v ložiscích (podporách) je uvedena v tabulce 5.0

Název	Značka	Velikost
Maximální ohybový moment	$M_{o_{max}}$	34,4 [Nm]
Radiální síla v ložisku	R_{Ax}	1179 [N]
Radiální síla v ložisku	R_{Ay}	495,12 [N]
Radiální síla v ložisku	R_{Bx}	-1103,5 [N]
Radiální síla v ložisku	R_{By}	400 [N]
Axiální síla v ložisku	R_{Az}	0 [N]
Axiální síla v ložisku	R_{Bz}	0 [N]

Tabulka 5.0 Velikosti reakcí v ložiscích (podporách)

Výpočet redukovaného napětí v kritických místech hřídele

Výpočet redukovaného napětí provedeme v místech, které jsme vytipovali jako kritické průřezy hřídele. Stanovené kritické průřezy jsou zobrazeny na obrázku. Redukované napětí budeme počítat podle teorie HMH, která se pro výpočet redukovaného napětí používá. Krouticí moment M_{k2} působí od kritického průřezu A', kde je od motoru přiváděn variátorem, až po průřez E kde jej odebírá pastorek ozubeného kola. Pro přehlednost jsou vypočtené hodnoty uvedeny v tabulce 5.1 .



Obr. 5.3 Stanovené kritické průřezy hřídele č. 1

Tabulka 5.1 Vypočtené hodnoty pevnostní kontroly hřídele č. 1

Místo	ød [mm]	w _o [mm ³]	w _k [mm ³]	M _k [Nm]	M _o [Nm]	σ _o [MPa]	τ _k [MPa]	α _{σo} [-]	α _τ [-]	σ _{R,ed} [MPa]
A'	11,0	130,7	261,3	14,7	0,0	0,0	56,2	2,9	2,2	214,3
B'	14,0	269,4	538,8	14,7	3,6	13,5	27,3	2,2	1,7	85,7
A	17,0	482,3	964,6	14,7	34,0	70,4	15,2	1,3	1,0	95,3
B	17,0	482,3	964,6	14,7	0,0	0,0	15,2	1,3	1,0	26,4
C	17,0	482,3	964,6	14,7	29,6	61,4	15,2	2,3	1,8	147,1
D	20,0	785,4	1570,8	14,7	28,0	35,7	9,4	2,2	1,7	83,5
E	25,8	1677,7	3355,5	14,7	21,8	13,0	4,4	2,6	2,0	37,0
F	20,0	785,4	1570,8	0,0	8,6	10,9	0,0	2,2	1,7	24,1
G	17,0	482,3	964,6	0,0	5,6	11,6	0,0	2,3	1,8	26,3

Hodnoty uvedené v tabulce vypočteme podle vztahů z literatury [3]

Průřezový modul v ohybu w_o pro kruhový průřez

$$w_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} [mm^3] \quad (5.2)$$

Průřezový modul v krutu w_k pro kruhový průřez

$$w_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} [mm^3] \quad (5.3)$$

Kroutící moment M_k- přenášený kroutící moment [Nm]

Ohybový moment M_o- přenášený ohybový moment [Nm]

Ohybové napětí σ_o

$$\sigma_o = \frac{M_o}{w_o} [MPa] \quad (5.4)$$

Napětí v krutu τ_k

$$\tau_k = \frac{M_k}{w_k} [MPa] \quad (5.5)$$

Redukované napětí σ_{red} podle teorie HMM

$$\sigma_{Red} = \sqrt{(\alpha_{\sigma_o} + \sigma_o)^2 + 3 \cdot (\alpha_{\tau} \cdot \tau_k)^2} \quad (5.6)$$

Tvarový součinitel vrubu pro ohyb α_{σ_o} - jedná se o tabulkové hodnoty, v řadě případů pro daný vrub neexistují

Tvarový součinitel vrubu pro krut α_{τ} - platí to samé jako u tvarového součinitele vrubu pro ohyb

Výsledná statická bezpečnost hřídele

Podle výpočtové tabulky 5.1 je největší redukované napětí v kritickém průřezu A'. Pro toto redukované napětí spočteme výslednou statickou bezpečnost hřídele.

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{Red}} = \frac{590 [MPa]}{214,3 [MPa]} = 2,75 [-] \quad (5.7)$$

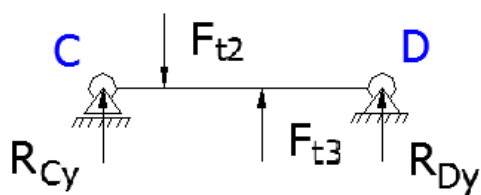
5.3 Předlohová hřídel ozubených kol (hřídel č. 2)

Kontrolní výpočet hřídele

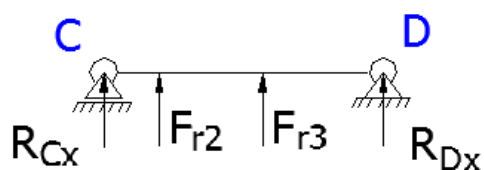
Předlohová hřídel je namáhána krouticím momentem od motoru, ohybem za rotace. Ohyb je způsoben silami v ozubení, které jsou zobrazeny na obrázku. Výpočet reakcí v podporách a průběh ohybového momentu provádím v programu Autodesk Inventor Profesional 2010 [17]. Materiál hřídele je shodný s materiálem ozubených kol. Materiál ocel 14 220. Vlastnosti materiálu jsou uvedeny v tabulce 4.1

Určení zatěžujících sil hřídele

Y-Z



X-Z



Obr. 5.5 Zatěžující síly hřídele č. 2 v rovině Y-Z, X-Z

F_{t2} - tečná síla v ozubení, velikost síly vypočteme podle vztahu

$$F_{t2} = F_{t1} = \frac{Mk_2}{\frac{dw_1}{2}} = \frac{2 \cdot Mk_2}{dw_1} = \frac{2 \cdot 14700}{29,75} = 988 \text{ [N]} \quad (5.7)$$

F_{r2} - radiální síla v ozubení, velikost síly vypočteme podle vztahu

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t1} \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 988 \cdot \frac{\tan 20}{\cos 0} = 359,6 \text{ [N]} \quad (5.8)$$

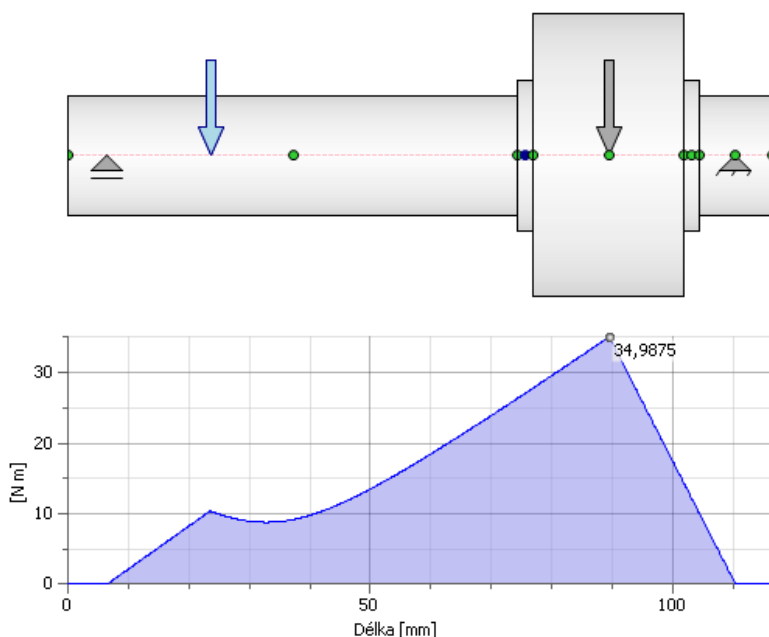
F_{t3} - tečná síla v ozubení, velikost síly vypočteme podle vztahu

$$F_{t3} = \frac{Mk_3}{\frac{dw_3}{2}} = \frac{2 \cdot Mk_3}{dw_3} = \frac{2 \cdot 50000}{47,25} = 2116 \text{ [N]} \quad (5.9)$$

F_{r3} - radiální síla v ozubení, velikost síly vypočteme podle vztahu

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 2116 \cdot \frac{\tan 20}{\cos 0} = 770 \text{ [N]} \quad (5.10)$$

Průběh ohybového momentu je zobrazen na obrázku 5.4



Obr. 5.4 Průběh ohybového momentu na předlohově hřídeli

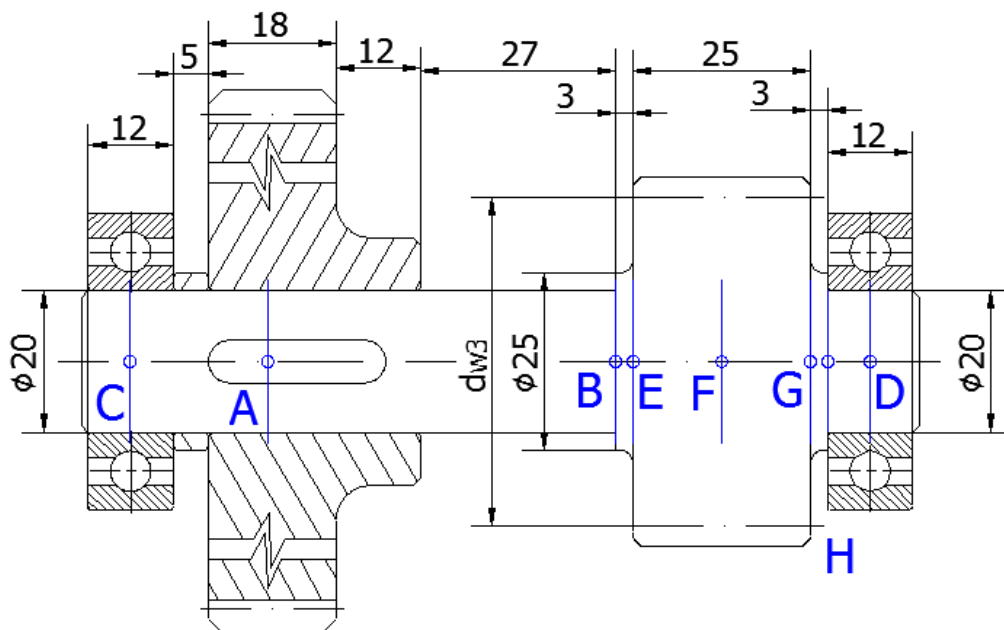
Velikost reakcí v ložiscích (podporách) je uvedena v tabulce 5.2

Název	Značka	Velikost
Maximální ohybový moment	$M_{o_{max}}$	35 [Nm]
Radiální síla v ložisku	R_{Cx}	-455 [N]
Radiální síla v ložisku	R_{Cy}	400 [N]
Radiální síla v ložisku	R_{Dx}	-674,4 [N]
Radiální síla v ložisku	R_{Dy}	-1522 [N]
Axiální síla v ložisku	R_{Cz}	0 [N]
Axiální síla v ložisku	R_{Dz}	0 [N]

Tabulka 5.2 Velikost reakcí v ložiscích (podporách)

Výpočet redukovaného napětí v kritických místech hřídele

Výpočet redukovaného napětí provedeme v místech, které jsme vytipovali jako kritické průřezy hřídele. Stanovené kritické průřezy jsou zobrazeny na obrázku 5.5. Redukované napětí budeme počítat podle teorie HMH, která se pro výpočet redukovaného napětí používá. Krouticí moment M_{k3} působí od kritického průřezu A', kde je přiváděn ozubeným kolem č.2 až po průřez E, kde jej odebírá ozubené kolo č. 4. Pro přehlednost jsou vypočtené hodnoty uvedeny v tabulce 5.3.



Obr. 5.5 Stanovené kritické průřezy hřídele č. 2

Tabulka 5.4 Vypočtené hodnoty pevnostní kontroly hřídele č. 2

Místo	ød [mm]	w _o [mm ³]	w _k [mm ³]	M _k [Nm]	M _o [Nm]	σ _o [MPa]	τ _k [MPa]	α _{σo} [-]	α _τ [-]	σ _{Red} [MPa]
A	16,5	441,0	882,0	50,0	10,6	23,9	56,7	2,2	2,75	275,2
B	20,0	785,4	1570,8	50,0	26,3	33,5	31,8	2,2	1,7	119,4
C	20,0	785,4	1570,8	0,0	0,0	0,0	0,0	1,3	1,0	0,0
D	20,0	785,4	1570,8	0,0	0,0	0,0	0,0	1,3	1,0	0,0
E	25,0	1533,9	3067,9	50,0	27,9	18,2	16,3	2,0	1,5	55,2
F	42,0	7273,4	14546,7	50,0	35,0	4,8	3,4	2,6	2,0	17,3
G	25,0	1533,9	3067,9	0,0	14,2	9,3	0,0	2,0	1,5	18,5
H	20,0	785,4	1570,8	0,0	10,0	12,7	0,0	2,6	2,0	33,1

Hodnoty uvedené v tabulce vypočteme podle vztahů uvedených v kapitole 5.2

Výsledná statická bezpečnost hřídele

Podle výpočtové tabulky je největší redukované napětí v kritickém průřezu A. Pro toto redukované napětí spočteme výslednou statickou bezpečnost hřídele.

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{Red}} = \frac{590 [MPa]}{275,2 [MPa]} = 2,14 [-] \quad (5.11)$$

5.4 Hřídel č. 3, náboj zadního kola

Kontrolní výpočet hřídele

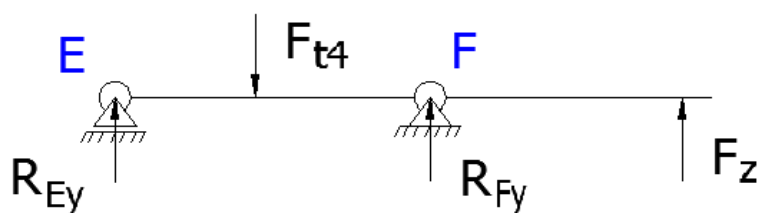
Hřídel náboje zadního kola je namáhána kroutícím momentem od ozubených kol, ohybem za rotace. Ohyb je způsoben silami v ozubení, a zatěžující silou od hmotnosti posádky, které jsou zobrazeny na obrázku 5.6. Výpočet reakcí v podporách a průběh ohybového momentu provádím v programu Autodesk Inventor Profesional 2010 [17]. Materiál hřídele je ocel 15 241. Vlastnosti materiálu jsou uvedeny v tabulce 5.5.

Tabulka 5.5 Parametry oceli 15 241

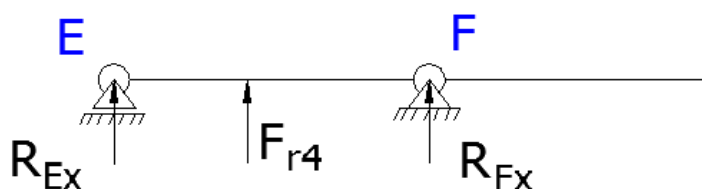
Název	Značka	Velikost
Limitní pevnost v tahu	σ_{Flim}	528 [MPa]
Limitní pevnost v dotyku	σ_{Hlim}	1160 [MPa]
Mez kluzu v tahu	Re	850 [MPa]
Mez pevnosti v tahu	Rm	980 [MPa]
Modul pružnosti	E	$2,1 \cdot 10^5$ [MPa]
Poissonova konstanta	μ	0,3 [-]

Určení zatěžujících sil hřídele

Y-Z



X-Z



Obr. 5.6 Zatěžující síly hřídele č. 3 v rovině Y-Z, X-Z

F_{t4} - tečná síla v ozubení, velikost síly vypočteme podle vztahu

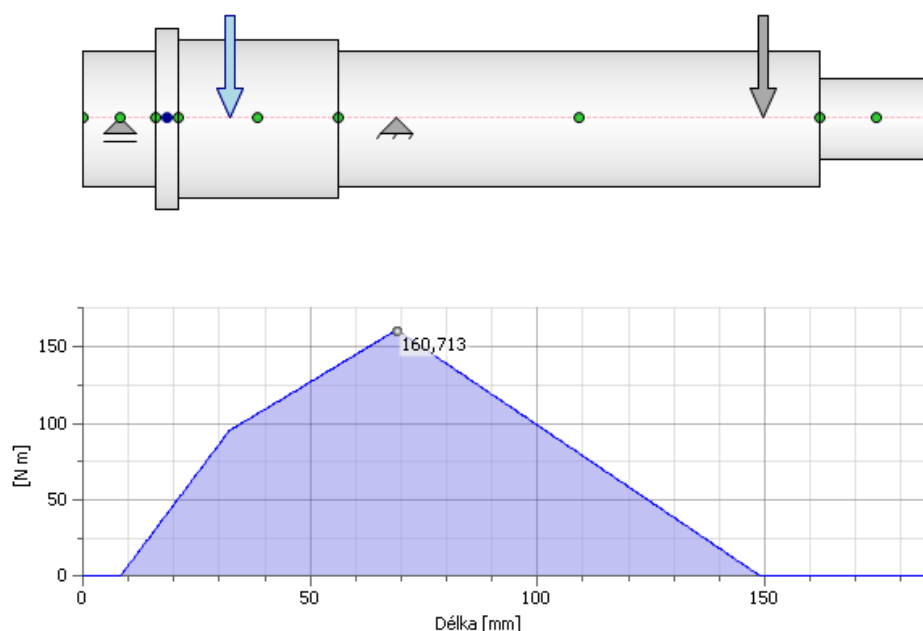
$$F_{t4} = F_{t3} = \frac{Mk_3}{\frac{dw_3}{2}} = \frac{2 \cdot Mk_3}{dw_3} = \frac{2 \cdot 50000}{47,25} = 2116 \text{ [N]} \quad [5.12]$$

F_{r4} - radiální síla v ozubení, velikost síly vypočteme podle vztahu

$$F_{r4} = F_{r3} = F_{t3} \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 2116 \cdot \frac{\tan 20}{\cos 0} = 770 \text{ [N]} \quad [5.13]$$

F_z - zatěžující síla, předpokládaná zatěžující síla od hmotnosti posádky motocyklu, velikost zatěžující síly volím $F_z=2000 \text{ [N]}$, což přibližně představuje hmotnost posádky 200kg

Průběh ohybového momentu- je zobrazen na obrázku 5.7



Obr. 5.7 Průběh ohybového momentu na hřídeli náboje zadního kola (hřídel č.4)

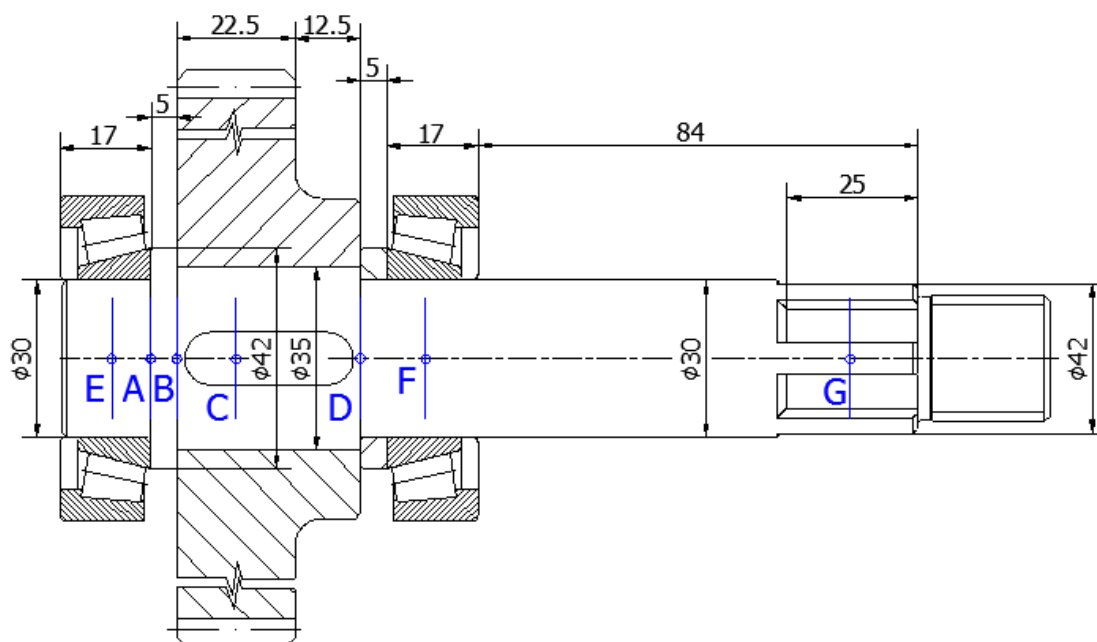
Velikost reakcí v ložiscích (podporách) je uvedena v tabulce 5.6

Název	Značka	Velikost
Maximální ohybový moment	$M_{o_{max}}$	161 [Nm]
Radiální síla v ložisku	R_{Ex}	-464 [N]
Radiální síla v ložisku	R_{Ey}	3914 [N]
Radiální síla v ložisku	R_{Fx}	-306,1 [N]
Radiální síla v ložisku	R_{Fy}	-3798 [N]
Axiální síla v ložisku	R_{Ez}	0 [N]
Axiální síla v ložisku	R_{Fz}	0 [N]

Tabulka 5.6. Velikost reakcí v podporách (ložiscích)

Výpočet redukovaného napětí v kritických místech hřídele

Výpočet redukovaného napětí provedeme v místech, které jsme vytipovali jako kritické průřezy hřídele. Stanovené kritické průřezy jsou zobrazeny na obrázku 5.8. Redukované napětí budeme počítat podle teorie HMH, která se pro výpočet redukovaného napětí používá. Krouticí moment M_{k4} působí od kritického průřezu C, kde je přiváděn ozubeným kolem č.4 až po průřez G, kde dochází k přenosu krouticího momentu na zadní kolo motocyklu. Pro přehlednost jsou vypočtené hodnoty uvedeny v tabulce. 5.7.



Obr. 5.8 Stanovené kritické průřezy hřídele č. 3

Tabulka 5.8 Vypočtené hodnoty pevnostní kontroly hřídele č. 3

Místo	ød [mm]	w _o [mm ³]	w _k [mm ³]	M _k [Nm]	M _o [Nm]	σ _o [MPa]	τ _k [MPa]	α _{σo} [-]	α _τ [-]	σ _{Red} [MPa]
A	30,0	2650,6	5301,3	0,0	31,5	11,9	0,0	2,28	1,75	27,0
B	25,0	1533,9	3067,9	0,0	51,2	33,4	0,0	2,28	1,75	75,9
C	30,3	2731,0	5461,9	144,0	96,5	35,4	26,4	2,34	1,80	116,6
D	26,0	1725,5	3450,9	144,0	0,0	0,0	41,7	2,86	2,20	159,0
E	25,0	1533,9	3067,9	0,0	0,0	0,0	0,0	1,30	1,00	0,0
F	42,0	7273,4	14546,7	144,0	161,5	22,2	9,9	1,30	1,00	33,6

Hodnoty uvedené v tabulce vypočteme podle vztahů uvedených v kapitole 5.2

Podle výpočtové tabulky 5.8 je největší redukované napětí v kritickém průřezu D. Pro toto redukované napětí spočteme výslednou statickou bezpečnost hřídele.

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{Red}} = \frac{850 [MPa]}{159,6 [MPa]} = 5,32 [-] \quad [5.13]$$

6. Kontrola těsných per a rovnobokého drážkování

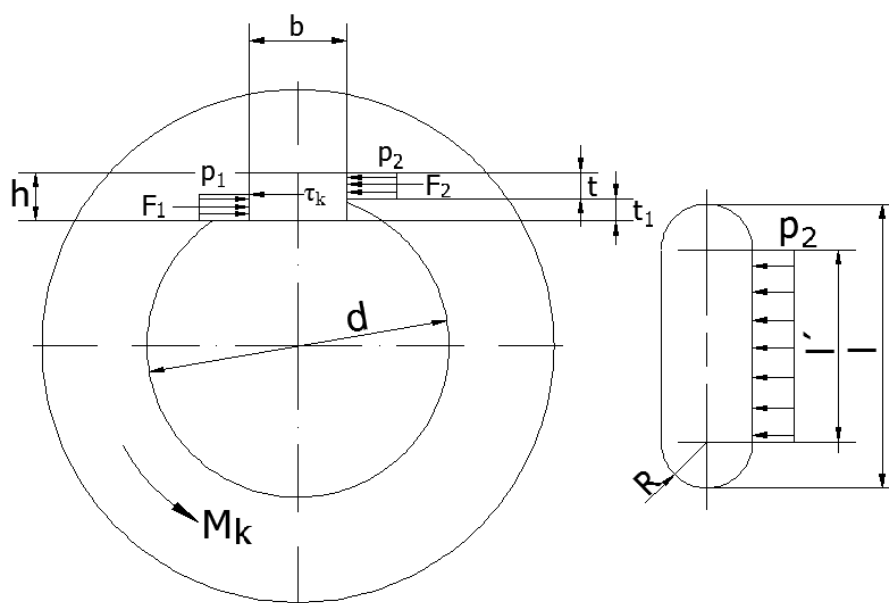
6.1 Kontrola těsného pera na předlohovém hřídeli (hřídel č. 2)

Těsné pero na předlohovém hřídeli přenáší krouticí moment $M_{k3} = 50 \text{ Nm}$ při otáčkách $n_3 = 514,5 \text{ [ot.min}^{-1}\text{]}$ z ozubeného kola na předlohovou hřídel.



Obr. 6.0 Drážka pro pero na předlohovém hřídeli

Pro výpočet těsného pera použijeme vztahy z literatury [1]



Obr. 6.1 Schéma pevnostní kontroly pera na otláčení

Průměr pod ozubeným kolem $d = 20$ mm, pro tento průměr odpovídá dle ČSN 02 25 62 Pero o rozměrech 6x6 [mm], hloubka drážky v hřídeli $t = 3,5$ [mm], hloubka drážky v ozubeném kole $t_1 = 2,5$ [mm]. Dovolенý měrný tlak volíme $p_{D2} = 120$ MPa.

$$p \leq p_{D2} \quad (6.0)$$

$$l' = \frac{F_2}{p_{D2} \cdot t_1} = \frac{4444,4}{120 \cdot 2,5} = 14,8 \text{ [mm]} \quad (6.1)$$

$$F_2 = \frac{Mk_3}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{50000}{\frac{20}{2} + \frac{2,5}{2}} = 4444,4 \text{ [N]} \quad (6.2)$$

$$l = l' + b = 14,8 + 6 = 20,8 \text{ [mm]} \quad (6.3)$$

Zvolíme délku pera podle normalizované řady ČSN, délka pera $l = 25$ [mm]

6.2 Kontrola těsného pera na hřídeli náboje kola (hřídel č. 3)

Těsné pero na hřídeli č.3 přenáší krouticí moment $Mk_4 = 152$ Nm při otáčkách $n_3 = 169$ [ot.min⁻¹] z ozubeného kola na hřídel náboje kola.



Obr. 6.2 Drážka pro pero hřídele náboje kola

Průměr pod ozubeným kolem $d = 35$ mm, pro tento průměr odpovídá dle ČSN 02 25 62 Pero o rozměrech 10x8 [mm], hloubka drážky v hřídeli $t = 4,7$ [mm], hloubka drážky v ozubeném kole $t_1 = 3,3$ [mm]. Dovolенý měrný tlak p_{D2} volíme $p_{D2} = 120$ MPa.

$$p \leq p_{D2}$$

$$l' = \frac{F_2}{p_{D2} \cdot t_1} = \frac{7937,3}{120 \cdot 3,3} = 20 \text{ [mm]}$$

$$F_2 = \frac{Mk_4}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{152000}{\frac{35}{2} + \frac{3,3}{2}} = 7937,3 \text{ [N]}$$

$$l = l' + b = 20 + 8 = 28 \text{ [mm]}$$

Zvolíme délku pera podle normalizované řady ČSN, délka pera $l=32 \text{ [mm]}$

6.3 Výpočet rovnobokého drážkování na hřídeli zadního variátoru

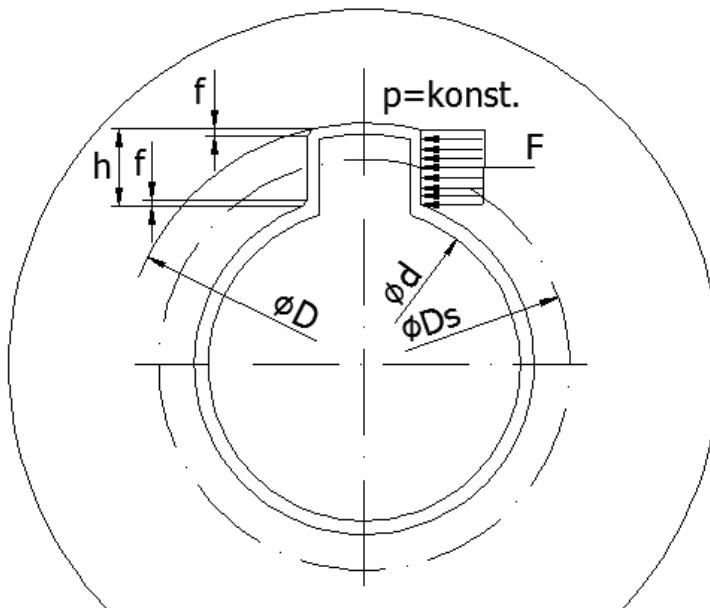
Rovnoboké drážkování na hřídeli zadního variátoru přenáší krouticí moment $Mk_2=14,7 \text{ Nm}$ při otáčkách $n_2=1754,4 \text{ [ot.min}^{-1}\text{]}$ ze spojkového zvonu na hřídel zadního variátoru.

**Rovnoboké drážkování
na hřídeli zadního
variátoru 6x11x14**



Obr. 6.3 Rovnoboké drážkování na hřídeli zadního variátoru

Pro výpočet rovnobokého drážkování použijeme vztahy z literatury [1]



Obr. 6.4 Schéma pro výpočet rovnobokého drážkování

Průměr hřídele $D = 14$ mm, pro tento průměr odpovídá dle ČSN ISO 14 (01 4942) drážkování střední řady o rozměrech 6x11x14 [mm]. Kde je malý průměr hřídele $d = 11$ [mm], šířka drážky $B = 6$ [mm], průměr hřídele $D = 14$ [mm]. Zkosení hran $f = 0,1$ [mm]. Dovolенý měrný tlak volíme $p_{D2} = 60$ MPa.

Střední průměr

$$D_s = \frac{D+d}{2} = \frac{14+11}{2} = 12,5 \text{ [mm]} \quad (6.4)$$

Účinná plocha boku drážek na 1 mm délky drážkování

$$f' = \frac{3}{4} \cdot B \cdot (h - 2 \cdot f) = \frac{3}{4} \cdot 6 \cdot (1,5 - 2 \cdot 0,1) = 5,85 \text{ [mm}^2 \cdot \text{m}^{-1}] \quad (6.5)$$

Zatěžující síla F

$$F = \frac{2 \cdot M k_2}{D_s} = \frac{2 \cdot 14700}{12,5} = 2352 \text{ [N]} \quad (6.6)$$

Určení délky drážkování

$$p_1 = \frac{F}{f' \cdot l} \leq p_D \quad (6.7)$$

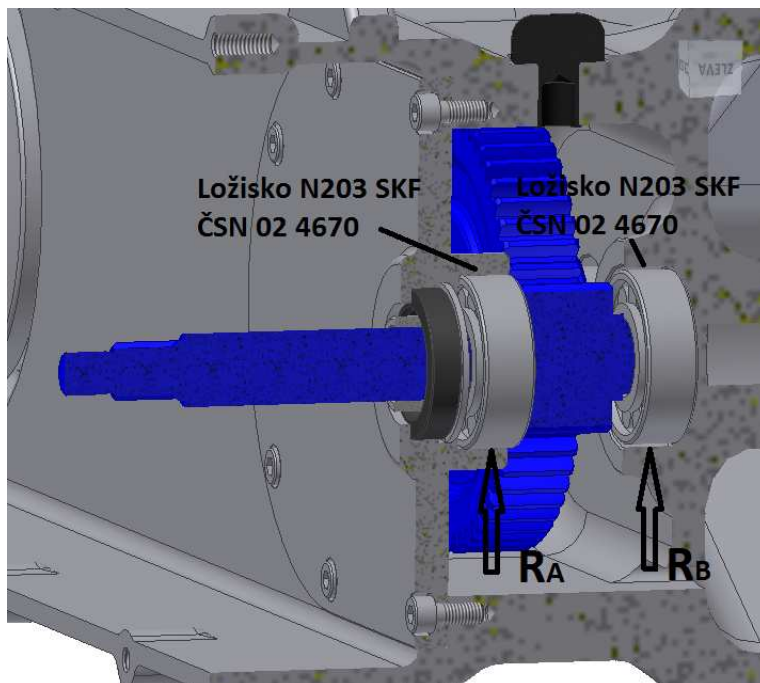
$$l \geq \frac{F}{f' \cdot p_D} \quad (6.8)$$

$$l \geq \frac{2352}{5,85 \cdot 60} = 6,7 \text{ [mm]}$$

Volíme délku $l = 14$ [mm]

7. Kontrolní výpočet ložisek

7.1 Kontrola ložisek hřídele zadního variátoru A, B (hřídel č.2)



Obr. 7.0 Zobrazení ložisek A, B a jejich zatížení

Na obrázku 7.0 jsou zobrazena ložiska, ve kterých je uložen zadní hřídel variátoru a také směr působení zatěžujících sil. Síly působící na ložiska byly vypočítány v kapitole 5.4.

Ložisko A

$$R_{Ax}=1121,2 \text{ [N]}$$

$$R_{Ay}=491 \text{ [N]}$$

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{1121,2^2 + 491^2} = 1224 \text{ [N]} \quad (7.0)$$

Otáčky hřídel jsou $n_2=1754,4 \text{ [ot.min}^{-1}\text{]}$

Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska a základní trvanlivost provádím pomocí výpočtového programu firmy SKF na internetových stránkách firmy. [14]

Ekvivalentní zatížení ložiska a základní trvanlivost

Byla přijata veškerá opatření pro zajištění správnosti tohoto výpočtu, avšak nepřebíráme odpovědnost za jakékoli ztráty nebo škody, ať už přímé, nepřímé nebo následné, které by vznikly z důvodu použití tohoto výpočtu.

Viz část "Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska"

Viz část "Ekvivalentní statické zatížení ložiska"

Ložisko	N 203 ECP
C [kN]	<input type="text" value="17.2"/>
C ₀ [kN]	<input type="text" value="14.3"/>
F _r [kN]	<input type="text" value="1.224"/>
<input type="button" value="Vypočítat"/>	

P [kN]	<input type="text" value="1.22"/>	P ₀ [kN]	<input type="text" value="1.22"/>
L ₁₀ [Miliony otáček]	<input type="text" value="6700"/>		

Obr 7.1 Ekvivalentní zatížení ložiska a základní trvanlivost ložiska A

L₁₀- základní trvanlivost ložiska [miliony otáček]

Základní trvanlivost ložiska L₁₀=6700 [miliony otáček]

Přepočet základní trvanlivosti ložiska na hodiny, provedeme podle rovnice z literatury [3].

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{n_2 \cdot 60} \quad (7.1)$$

$$L_{10h} = 6700 \cdot \frac{10^6}{1754,4 \cdot 60} = 63649,5 \text{ [hodin]}$$

Ložisko B

$$R_{Bx} = -1050,8 \text{ [N]}$$

$$R_{By} = 491 \text{ [N]}$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{1050,8^2 + 491^2} = 1160 \text{ [N]}$$

Otáčky hřídel jsou $n_2 = 1754,4 \text{ [ot.min}^{-1}\text{]}$

Ekvivalentní zatížení ložiska a základní trvanlivost

Byla přijata veškerá opatření pro zajištění správnosti tohoto výpočtu, avšak nepřebíráme odpovědnost za jakékoli ztráty nebo škody, ať už přímé, nepřímé nebo následné, které by vznikly z důvodu použití tohoto výpočtu.

Viz část "Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska"

Viz část "Ekvivalentní statické zatížení ložiska"

Ložisko	N 203 ECP
C [kN]	<input type="text" value="17.2"/>
C ₀ [kN]	<input type="text" value="14.3"/>
F _r [kN]	<input type="text" value="1.116"/>
<input type="button" value="Vypočítat"/>	

P [kN]	<input type="text" value="1.12"/>
L ₁₀ [Milióny otáček]	<input type="text" value="9110"/>

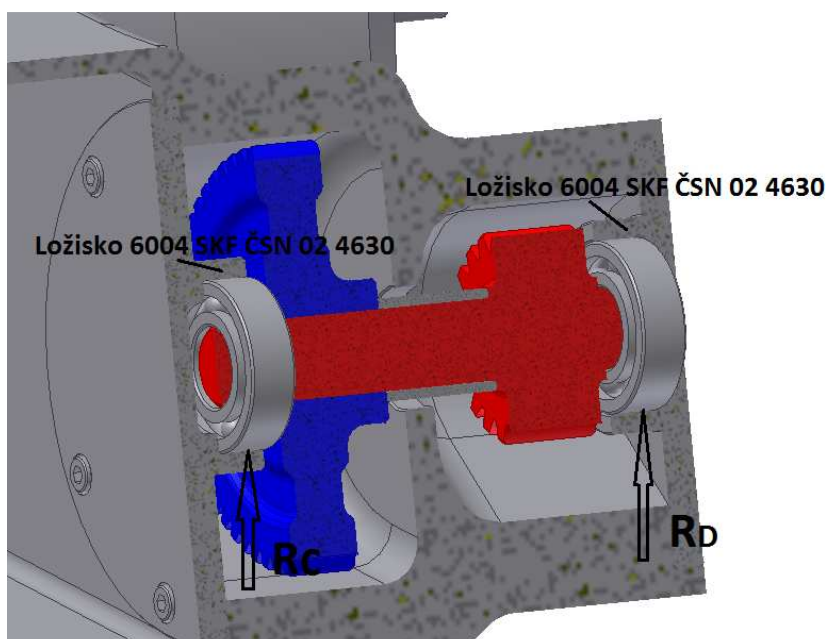
P ₀ [kN]	<input type="text" value="1.12"/>
---------------------	-----------------------------------

Obr 7.2 Ekvivalentní zatížení ložiska a základní trvanlivost ložiska B

Základní trvanlivost ložiska L₁₀=9110 [miliony otáček]

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{n_2 \cdot 60} = 9110 \cdot \frac{10^6}{1754,4 \cdot 60} = 86544,3 \text{ [hodin]}$$

7.2 Kontrola ložisek předlokové hřídele C, D



Obr. 7.3 Zobrazení ložisek C, D a jejich zatížení

Na obr. 7.3 jsou zobrazena ložiska, ve kterých je uložen předlohov ý hřídel a také směr působení zatěžujících sil. Síly působící na ložiska byly vypočítány v kapitole 5.3.

Ložisko C

$$R_{Cx} = -455 \text{ [N]}$$

$$R_{Cy} = 400 \text{ [N]}$$

$$R_C = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{(-455)^2 + 400^2} = 605,8 \text{ [N]}$$

$$\text{Otáčky hřídel jsou } n_3 = 514,5 \text{ [ot.min}^{-1}\text{]}$$

Ekvivalentní zatížení ložiska a základní trvanlivost

Byla přijata veškerá opatření pro zajištění správnosti tohoto výpočtu, avšak nepřebíráme odpovědnost za jakékoli ztráty nebo škody, ať už přímé, nepřímé nebo následné, které by vznikly z důvodu použití tohoto výpočtu.

Viz část "Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska"

Viz část "Ekvivalentní statické zatížení ložiska"

Ložisko	6004	<input checked="" type="radio"/> Jednotlivé ložisko
C [kN]	9.95	<input type="radio"/> Dvě ložiska montovaná do tandemu
C ₀ [kN]	5	<input type="radio"/> Dvě ložiska montovaná zády k sobě (do "O") nebo čely k sobě (do "X")
f ₀	14	<input checked="" type="radio"/> Normální vůle
F _r [kN]	0.6058	<input type="radio"/> Vůle C3
F _a [kN]	0	<input type="radio"/> Vůle C4
	<input type="button" value="Vypočítat"/>	
e	0.19	
X	1	X ₀
Y	0	Y ₀
P [kN]	0.606	P ₀ [kN]
L ₁₀ [Milióny otáček]	4430	

Obr.7.4 Ekvivalentní zatížení ložiska a základní trvanlivost ložiska C

Základní trvanlivost ložiska L₁₀=4430 [miliony otáček]

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{n_3 \cdot 60} = 4430 \cdot \frac{10^6}{514,5 \cdot 60} = 143505 \text{ [hodin]}$$

Ložisko D

$$R_{Dx} = -674,4 \text{ [N]}$$

$$R_{Dy} = -1522 \text{ [N]}$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{(-674,4)^2 + (-1522)^2} = 1664,7 \text{ [N]}$$

$$\text{Otáčky hřídel jsou } n_3 = 514,5 \text{ [ot.min}^{-1}\text{]}$$

Ekvivalentní zatížení ložiska a základní trvanlivost

Byla přijata veškerá opatření pro zajištění správnosti tohoto výpočtu, avšak nepřebíráme odpovědnost za jakékoli ztráty nebo škody, ať už přímé, nepřímé nebo následné, které by vznikly z důvodu použití tohoto výpočtu.

Viz část "Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska"

Viz část "Ekvivalentní statické zatížení ložiska"

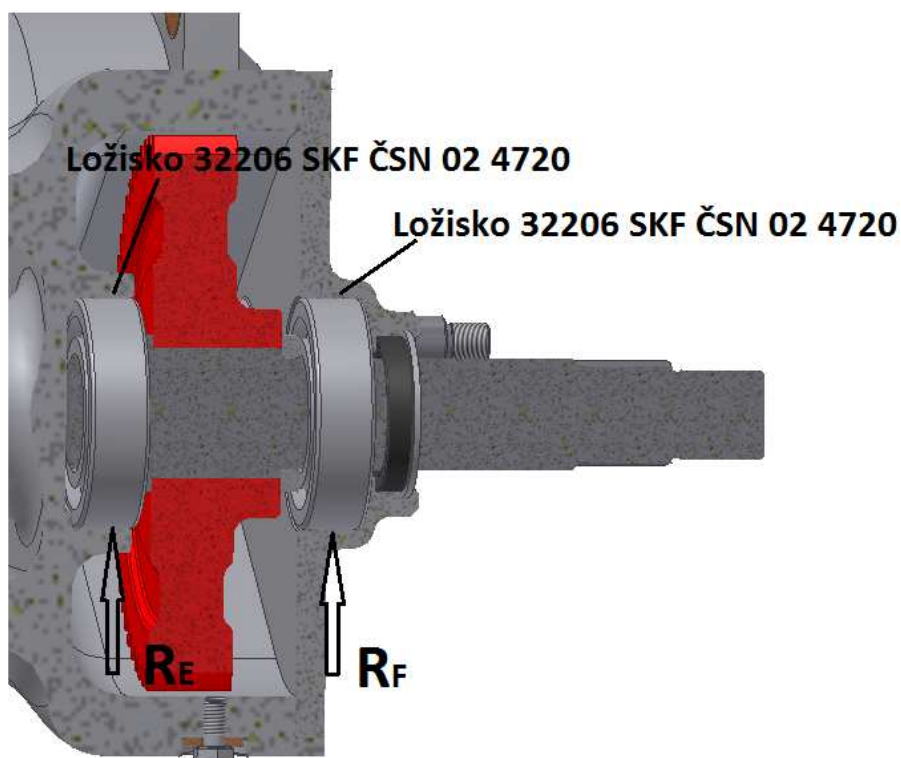
Ložisko	6004	<input checked="" type="radio"/> Jednotlivé ložisko	
C [kN]	9.95	<input type="radio"/> Dvě ložiska montovaná do tandemu	
C ₀ [kN]	5	<input type="radio"/> Dvě ložiska montovaná zády k sobě (do "O") nebo čely k sobě (do "X")	
f ₀	14	<input checked="" type="radio"/> Normální vůle	
F _r [kN]	1.6647	<input type="radio"/> Vůle C3	
F _a [kN]	0	<input type="radio"/> Vůle C4	
<input type="button" value="Vypočítat"/>			
e	0.19		
X	1	X ₀	0.6
Y	0	Y ₀	0.5
P [kN]	1.66	P ₀ [kN]	1.66
L ₁₀ [Milióny otáček]	210		

Obr. 7.5 Ekvivalentní zatížení ložiska a základní trvanlivost ložiska D

Základní trvanlivost ložiska $L_{10} = 210$ [miliony otáček]

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{n_3 \cdot 60} = 210 \cdot \frac{10^6}{514,5 \cdot 60} = 6802,7 \text{ [hodin]}$$

7.3 Kontrola ložisek hřídele náboje zadního kola (hřídel č.4)



Obr. 7.6 Zobrazení ložisek E, F a jejich zatížení

Na obr. 7.6 jsou zobrazena ložiska, ve kterých je uložen hřídel náboje zadního kola a také směr působení zatěžujících sil. Síly působící na ložiska byly vypočítány v kapitole 7.3.

Ložisko E

$$R_{Ex} = -464 \text{ [N]}$$

$$R_{Ey} = 3914 \text{ [N]}$$

$$R_E = \sqrt{R_{Ex}^2 + R_{Ey}^2} = \sqrt{(-464)^2 + 3914^2} = 3941,4 \text{ [N]}$$

Otáčky hřídel jsou $n_4 = 169,2 \text{ [ot.min}^{-1}\text{]}$

Ekvivalentní zatížení ložiska a základní trvanlivost

Byla přijata veškerá opatření pro zajištění správnosti tohoto výpočtu, avšak nepřebíráme odpovědnost za jakékoli ztráty nebo škody, ať už přímé, nepřímé nebo následné, které by vznikly z důvodu použití tohoto výpočtu.

Viz část "Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska"

Viz část "Ekvivalentní statické zatížení ložiska"

Ložisko 32206 BJ2/QCL7CVA606

C [kN] 49.5

C₀ [kN] 58.5

F_r [kN] 3.9414

F_a [kN] 1.85

Vypočítat

Uvedené F_a je nahrazeno požadovaným F_a, které vznikne v normálním uložení

e 0.57

X 1

Y 0

P [kN] 3.94

L₁₀[Milióny otáček] 4600

X₀ 0.5

Y₀ 0.6

P₀ [kN] 3.08

Obr. 7.7 Ekvivalentní zatížení ložiska a základní trvanlivost ložiska E

Základní trvanlivost ložiska L₁₀=4600 [miliony otáček]

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{n_4 \cdot 60} = 4600 \cdot \frac{10^6}{169,2 \cdot 60} = 453113 \text{ [hodin]}$$

Ložisko F

$$R_{Fx} = -306,1 \text{ [N]}$$

$$R_{Fy} = -3798 \text{ [N]}$$

$$R_F = \sqrt{R_{Fx}^2 + R_{Fy}^2} = \sqrt{(-306,1)^2 + (-3798)^2} = 4878 \text{ [N]}$$

Otáčky hřídel jsou n₄=169,2 [ot.min⁻¹]

Ekvivalentní zatížení ložiska a základní trvanlivost

Byla přijata veškerá opatření pro zajištění správnosti tohoto výpočtu, avšak nepřebíráme odpovědnost za jakékoli ztráty nebo škody, ať už přímé, nepřímé nebo následné, které by vznikly z důvodu použití tohoto výpočtu.

Viz část "Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska"

Viz část "Ekvivalentní statické zatížení ložiska"

Ložisko 32206 BJ2/QCL7CVA606

C [kN] 49.5

C₀ [kN] 58.5

F_r [kN] 4.878

F_a [kN] 2.29

Vypočítat

Uvedené F_a je nahrazeno požadovaným F_a, které vznikne v normálním uložení

e 0.57

X 1

Y 0

P [kN] 4.88

L₁₀ [Miliony otáček] 2260

X₀ 0.5

Y₀ 0.6

P₀ [kN] 3.81

Obr. 7.8 Ekvivalentní zatížení ložiska a základní trvanlivost ložiska F

Základní trvanlivost ložiska L₁₀=2260 [miliony otáček]

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{n_4 \cdot 60} = 2260 \cdot \frac{10^6}{169,2 \cdot 60} = 222616 \text{ [hodin]}$$

Tabulka 7.1 Zhodnocení životnosti ložisek

Označení	Typ ložiska	Životnost
A	N203 SKF ČSN 02 4670	63649,5 [hod]
B	N203 SKF ČSN 02 4670	86544,3 [hod]
C	6004 SKF ČSN 02 4630	143505 [hod]
D	6004 SKF ČSN 02 4630	6802,7 [hod]
E	32206 SKF ČSN 02 4720	453113 [hod]
F	32206 SKF ČSN 02 4720	222616 [hod]

Rozhodující pro životnost převodovky je ložisko s nejmenší životností. V našem případě ložisko D, jehož životnost je 6802,7 hodin.

8. Závěr

Cíle, které byly stanoveny na začátku bakalářské práce, byly splněny v plném rozsahu. Nejdříve jsem zvolil typ poháněného motoru a jeho charakteristiky. Provedl jsem dva koncepční návrhy, ze kterých jsem zvolil jeden vhodný pro realizaci. Pro tento návrh jsem provedl návrh ozubení, geometrický a pevnostní výpočet ozubení. Dále jsem vytvořil návrhový 3D model převodové skříně s variátorem v programu Autodesk Inventor 2009 Professional. Na základě modelu jsem navrhl ozubené kola a hřídele. Ty jsem pak zkontroloval na požadovanou bezpečnost. V dalším bodě jsem provedl návrh ložisek, ve kterých jsou hřídele uloženy, a spočetl jsem životnost jednotlivých ložisek. Životnost nejvíce namáhaného ložisko je $L = 6802$ hodin.

9. Seznam použité literatury

- [1] KALÁB K.: Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací. Skripta VŠB-TU Ostrava, Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2007, ISBN 978 – 80-248-1290-8.
- [2] KALÁB K.: Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů. Skripta VŠB-TU Ostrava, Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1860-3.
- [3] LEINVEBER J., VÁVRA P.: Strojírenské tabulky (třetí doplněné vydání). Albra, Úvaly, 2006, ISBN 80-7361-033-7.
- [4] NĚMČEK, M., MIKEŠ, I.: Návod do cvičení I.- konstrukce převodových skříní. Ostrava, VŠB-TU, 1993. ISBN 80-7078-200-5.
- [5] MYNÁŘ, V., a kol.: Části strojů- Převody 1. Část. Skripta VŠB-TU Ostrava, Ostrava 1975
- [6] BOLEK, A., a kol.: Části strojů- Příklady. Skripta VŠB-TU Ostrava, Ostrava 1978
- [7] MYNÁŘ, V., a kol.: Části strojů- Příklady. Skripta VŠB-TU Ostrava, Ostrava 1979
- [8] VLK, F.: Teorie a konstrukce motocyklů 1- Jízdní vlastnosti, Motocyklové motory, Příprava směsi. Brno, Brno 2004. ISBN 80-239-1601-7
- [9] VLK, F.: Teorie a konstrukce motocyklů 2- Převodová ústrojí, Podvozek, Rám, Elektrická výbava. Brno, Brno 2004. ISBN 80-239-1601-7
- [9] NĚMČEK, M.: Řešené příklady z částí a mechanismů strojů. Spoje. Skripta VŠB-TU Ostrava, Ostrava 2001, ISBN- 80-248-050-0.

9.1 Internetové odkazy

- [10] Webové stránky Katalog-motocyklu.cz
URL: <<http://www.peugeot.katalog-motocyklu.cz/peugeot-vivacity50>> [citováno 10. května 2010]
- [11] Webové stránky firmy Malossi
URL: <<http://www.malossi.com>> [citováno 10. května 2010]
- [12] Webové stránky scootland.cz
URL:< <http://www.scootland.cz>> [citováno 15. března 2010]
- [13] Webové stránky scooter-tuning.cz
URL: <<http://www.scooter-tunig.cz>> [citováno 15. března 2010]
- [14] Webové stránky firmy SKF
URL: <<http://www.skf.com>> [citováno 18. května 2010]

9.2 Použité programové vybavení

- [15] NĚMČEK, M.: GEOMETRIE. Program pro výpočet ozubení, verze 3.0. VŠB-TU Ostrava, 2010
- [16] NĚMČEK, M.: ČSN. Program pro pevnostní výpočet ozubení, verze 1.2. VŠB-TU Ostrava, 2010
- [17] AUTODESK, Inc.: Autodesk Inventor Profesional 2009, verze 2009, built 236a, 2009, 3D strojírenský parametrický CAD
- [18] AUTODESK, Inc.: Autodesk AutoCAD 2009, verze 2009, 2009, 2D strojírenský parametrický CAD

10. Seznam příloh

- I. Výrobní výkres hnaného kotouče variátoru BC-02-01
- II. Výkres sestavy převodové skříně s variátorem BC-00-00
- III. Výrobní výkres převodové skříně BC-00-01
- IV. Návrhový a pevnostní výpočet ozubených kol č. 1 a č. 2
- V. Návrhový a pevnostní výpočet ozubených kol č. 3 a č. 4
- VI. Cd obsahující elektronickou podobu celé diplomové práce
- VII. Graf velikosti odstředivých sil
- VIII. Obrázek 3D model konstrukčního návrhu převodové skříně s variátorem

Příloha IV. Návrhový a pevnostní výpočet ozubených kol č.1 a č.2

Návrhový výpočet ozubení pomocí programu Autodesk Inventor professional 2009

Generátor součásti – čelní ozubená kola

Návrh **Výpočet**

Společné
 Scénář návrhu: Modul a počet zubů
 Požadovaný převodový poměr: 3,41 ul ☐ Vnitřní
 Modul: 1,75 mm Vzdálenost os: 66 mm
 Úhel profilu: 20,0000 deg Úhel sklonu: 0,0000 deg
 Scénář jednotkového posunutí: S vyrovnáním měrných skluzů
 Celková jednotková korekce: 0,2188 ul **Náhled...**

Kolo 1
 Komponenta:
 Počet zubů: 17 ul
 Šířka ozubení: 22,000 mm Jednotkové posunutí: 0,4018 ul

Kolo 2
 Komponenta:
 Počet zubů: 58 ul
 Šířka ozubení: 18,00 mm Jednotkové posunutí: -0,1830 ul

Výsledky

i	3,4118 ul
ε	1,5226 ul
Kolo 1	
d _a	34,641 mm
d	29,750 mm
d _f	26,781 mm
x _z	0,5533 ul
x _p	0,0254 ul
x _d	-0,1446 ul
s _a	0,4848 ul
b _r	0,6050 ul
Kolo 2	
d _a	104,344 mm
d	101,500 mm

10:01:53 Návrh: Kolo 1: Jednotkové posunutí (x) je menší než Jednotková korekce bez zúžení (x_z)
 10:01:53 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

Vypočítat **OK** **Storno** **<<**

Typ vstupu
☒ Převodový poměr
☐ Počet zubů

Zadání velikosti
☒ Modul
☐ Převrácený modul

Dosažení vzdálenosti os
☒ Korekce kol
☐ Úhel sklonu

Jednotkové rozměry zubů

	Kolo 1	<input type="checkbox"/> Kolo 2
Výška hlavy zubu	a* 1,0000 ul	1,0000 ul
Hlavová vřle	c* 0,2500 ul	0,2500 ul
Zaoblení paty	r _f * 0,3500 ul	0,3500 ul

Pevnostní kontrola ozubení

Úplný výpočet		Zjednodušený výpočet	
Typ ozubení			
<input checked="" type="radio"/> Vnější			
<input type="radio"/> Vnitřní			
OHYB			
σ_{F1}	= 133.5	σ_{F2}	= 130.5
σ_{FP1}	= 700.0	σ_{FP2}	= 700.0
S_{F1}	= 5.242	S_{F2}	= 5.365
σ_{Fmax1}	= 267.1	σ_{Fmax2}	= 260.9
σ_{FPmax1}	= 1400.0	σ_{FPmax2}	= 1400.0
K_F	= 1.590	K_{Fv}	= 1.000
K_{Fa}	= 1.200	$K_{F\beta}$	= 1.325
Y_ϵ	= 0.704	Y_β	= 1.000
Y_{Fs1}	= 4.174	Y_{Fs2}	= 3.717
Y_{Fa1}	= 2.736	Y_{Fa2}	= 2.233
Y_{Sa1}	= 1.526	Y_{Sa2}	= 1.665
DOTYK			
σ_{H1}	= 815.7	σ_{H2}	= 815.7
σ_{HP1}	= 1270.0	σ_{HP2}	= 1270.0
S_{H1}	= 1.557	S_{H2}	= 1.557
σ_{Hmax1}	= 1153.5	σ_{Hmax2}	= 1153.5
σ_{HPmax1}	= 2600.0	σ_{HPmax2}	= 2600.0
σ_{HO1}	= 646.9	σ_{HO2}	= 646.9
K_H	= 1.590	K_{Hv}	= 1.000
K_{Ha}	= 1.200	$K_{H\beta}$	= 1.325
K_A	= 1.000	K_{As}	= 2.000
Z_ϵ	= 0.897	Z_H	= 2.437
Z_{R1}	= 1.000	Z_{R2}	= 1.000
Z_E	= 191.646	Z_β	= 1.000

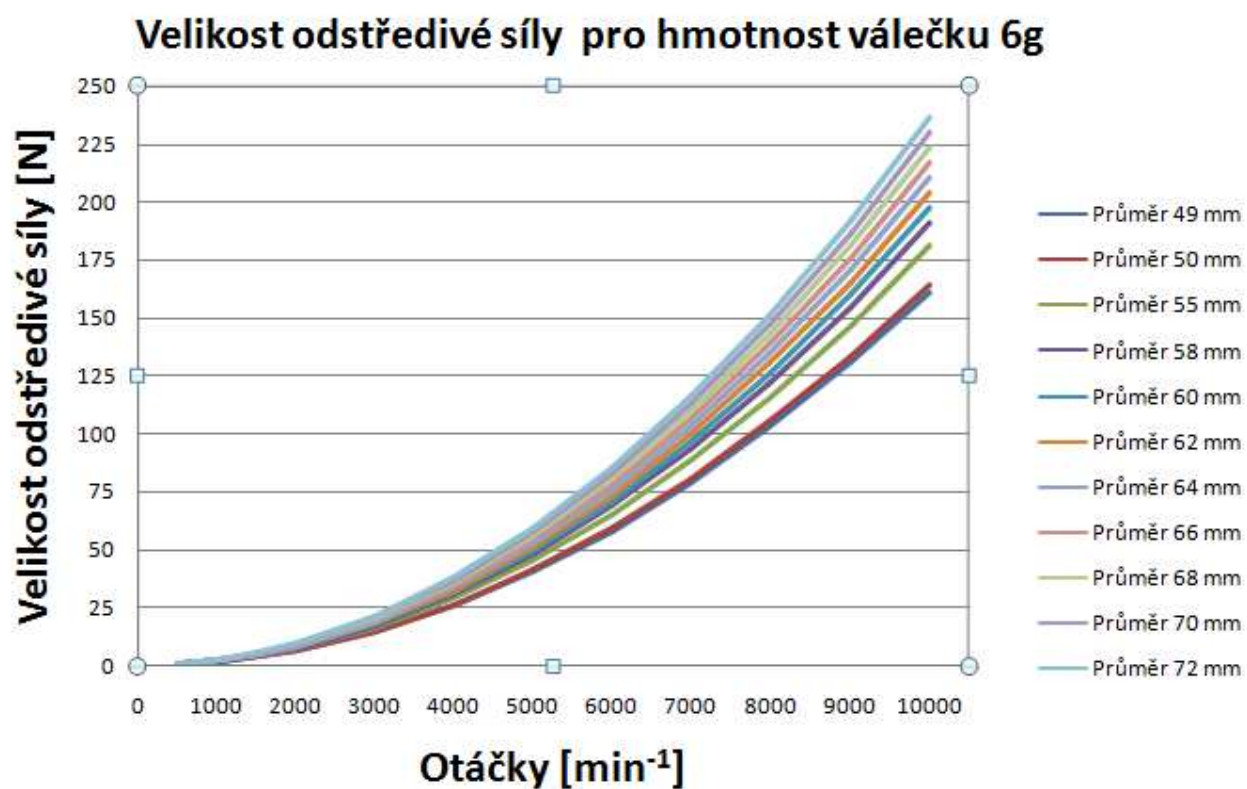
Návrhový výpočet ozubení pomocí programu Geometrie

61

Pevnostní kontrola ozubení

[illegible]

Příloha č. VII. Graf velikosti odstředivých sil



Příloha č. VIII. Obrázek 3D modelu konstrukčního návrhu převodové skříně s variátorem

